

UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

E.A.P. DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

**Estudio de los parámetros fluidodinámicos del sistema
oleohidráulico en los camiones compactadores 17250e y
su empleo en el análisis de modos y efectos de falla**

TESIS

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Geraldine Jenifer Basualdo Larrazabal

Lima - Perú

2017

DEDICATORIA

A Dios, quien me guarda y me hace vivir día a
día con fuerza y entusiasmo.

A Lourdes, mi abuela, por sus enseñanzas y su
inmenso amor; siempre vivirás en mi corazón.

A Yeny y Daniel, mis padres, quienes siempre
están presentes en todos los momentos de mi
vida, pero en especial a mi madre, por ser la
persona más importante para mí.

Y a Goannie y Philip, mis hermanos, por su
paciencia y tolerancia.

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por todo lo que me ofrece día a día, sobre todo por darme buena salud y permitir estar al lado de mis padres, mi familia y amigos.

A mis padres, por su comprensión, esfuerzo y engreimientos; así como también a mis hermanos por soportar mi forma de ser.

A mi alma mater, la Universidad Nacional Mayor de San Marcos en especial a mi adorada escuela académica profesional Ingeniería Mecánica de Fluidos por ser mi segundo hogar, donde me inculcaron el entusiasmo y las ganas de seguir aprendiendo y por supuesto, donde pase la mejor etapa de mi vida.

A la empresa Innova Ambiental S.A, por darme la oportunidad de desarrollarme profesionalmente y poner en práctica algunas de las teorías aquí recogidas.

A mi amigo y excompañero de trabajo, Víctor Turriate, quien me facilitó abundante documentación sin ningún interés en particular.

A todo el personal técnico del área de Mantenimiento de Innova Ambiental S.A., en especial a Alex Leiva , Genrry Bautista , Miguel Noriega, Samuel Rodas, Luis Ochoa, Juan Nieto y Ernesto García por su apoyo técnico incondicional.

A mis verdaderas amistades, por sus palabras de aliento, su contagiante alegría y las conversaciones laborales y personales tan amenas.

Y finalmente, a todos mis familiares y personas que me apoyan y me tienen siempre en consideración.

Gracias Totales.

RESUMEN

En la presente tesis se contempla el estudio de los parámetros fluidodinámicos y el uso efectivo del análisis de modos y efectos de falla como estrategia, aplicado en los camiones compactadores 17250E de la empresa Innova Ambiental S.A sede Surco.

Desde enero a octubre del 2014, se comenzó a recopilar datos de todas las fallas de las máquinas, para poder saber cuáles eran los sistemas más críticos y los que más repercutían en las paradas inesperadas, por ende dando una baja disponibilidad y aumento de costos. Asimismo, una vez acumulada toda la información se pudo saber que el sistema oleohidráulico era uno de los que más recurrencias de fallas presentaban.

De enero a octubre del 2015 se prosiguió a las mediciones y estudio de los parámetros fluidodinámicos por tramos del sistema oleohidráulico, para detectar de manera correcta y precisa el modo de falla, una vez manifestada la falta de funcionabilidad de los camiones compactadores.

Dado la detección de los modos de falla, se elaboró el análisis de modos y efectos de falla para obtener la falla potencial, el efecto y la causa; de esta manera se obtuvo una reducción de incidencias de falla debido a que se daba con los problemas principales que presentaba la máquina y al conocer de cómo se manifiestan al perder su funcionamiento.

Finalmente el marco presentado se ve reflejado en un aumento de la disponibilidad promedio de un 3%, siendo posible que esto se pueda incrementar en el momento en que se incluya el análisis de modos y efectos de falla en la ejecución de los procesos de planeamiento de los mantenimientos.

Palabras Clave: Parámetros fluidodinámicos, análisis de modos y efectos de falla, disponibilidad, falla potencial y funcionalidad.

ABSTRACT

In this thesis the study of fluid dynamics parameters is being contemplated and its effective use of the analysis of failure modes and effects as a strategy applied in the compactor trucks 17250E of the Environmental Innova Company S.A. Surco Headquarters.

From January to October 2014, the collecting data has been started from all failures of machines, to know what the most critical systems were and those that impacted more in unexpected shutdowns, thus giving a low availability and increased costs. Likewise, once all the information has been accumulated, we could know that the oil hydraulic system was one of the most recurrences of failures presented.

From January to October 2015 the measurements and study of fluid dynamics parameters were continued by sections of the oil hydraulic system to detect and accurately correct the failure mode once revealed the lack of functionality of the compactor trucks.

Due to the detection of the failure modes, analysis of failure modes and its effects were developed to obtain the functional failure, the effect and cause; in this way it was obtained a reduction of incidents of failure that occurred because the main problems presented by the machine and know how they manifest to lose its performance ratings.

Finally, the framework presented is reflected in an increase in the average availability of 3%, it being possible this can be increased at the time the analysis of modes and effects of failure in the implementation of planning processes included maintenances.

Keywords: fluid dynamics parameters, analysis of failure modes, availability, functionality and potential failure.

CONTENIDO

DEDICATORIA.....	II
AGRADECIMIENTOS.....	III
RESUMEN	IV
ABSTRACT.....	V
CONTENIDO.....	VI
LISTAS DE FIGURAS.....	IX
LISTAS DE GRÁFICOS.....	XII
LISTAS DE TABLAS.....	XIV
LISTAS DE ECUACIONES	XVII
LISTAS DE SÍMBOLOS	XIX
LISTA DE ANEXOS	XXII

CAPITULO I. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 ANTECEDENTES DEL PROYECTO	1
1.2 IDENTIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.3 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	2
1.4 OBJETIVOS DEL PROYECTO	3
1.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	3
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.5 ALCANCE DEL PROYECTO.....	3

CAPÍTULO II. FUNDAMENTO TEÓRICO	5
2.1 FLUIDOS.....	5
2.1.1 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS	6
2.1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS FLUIDOS	18
2.1.3 FLUIDO HIDRÁULICO	19
2.2 FUNDAMENTOS DE LA OLEOHIDRÁULICA	26
2.2.1 PRINCIPIO DE PASCAL.....	26
2.2.2 CONSERVACIÓN DE LA MASA	31
2.2.3 ECUACIÓN DE CONTINUIDAD	31

2.2.4 ECUACIÓN DE BERNOULLI	33
2.2.5 DESCRIPCIÓN DEL MOVIMIENTO DE FLUIDOS.....	35
2.2.6 FLUJOS INTERNOS	40
2.2.7 PÉRDIDAS DE FLUJO OLEOHIDRÁULICO.....	45
2.3 SISTEMA OLEOHIDRÁULICO	48
2.3.1 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA OLEOHIDRÁULICA.....	49
2.3.2 SÍMBOLOS GRÁFICOS OLEOHIDRÁULICOS	50
2.3.3 BOMBAS OLEOHIDRÁULICAS	54
2.3.4 CILINDROS OLEOHIDRÁULICOS	75
2.3.5 ELEMENTOS DE REGULACIÓN Y CONTROL.....	82
2.3.6 ACCESORIOS.....	94
2.4 ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF).....	104
 CAPÍTULO III. PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS ACTUAL	109
3.1 GENERALIDADES DE LA EMPRESA INNOVA AMBIENTAL S.A.....	109
3.1.1 UBICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA	109
3.1.2 POLÍTICAS DE GESTIÓN.....	113
3.2 SITUACIÓN ACTUAL.....	114
3.3 DESCRIPCIÓN DE LOS CAMIONES COMPACTADORES 17 250E.....	118
3.3.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA OLEOHIDRÁULICO	122
3.3.2 CÁLCULOS, MEDICIONES Y COMPORTAMIENTO DE PARÁMETROS DEL SISTEMA OLEOHIDRÁULICO	136
 CAPÍTULO IV. PROCESO DE ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF).....	183
4.1 MODOS DE FALLA	183
4.2 FALLAS POTENCIALES	183
4.3 EFECTOS Y CAUSAS DE FALLA.....	183
4.4 ELABORACIÓN DE LA TABLA DE ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF)	183

CAPÍTULO V. RESULTADOS	190
5.1ANÁLISIS COMPARATIVO DE RECURRENCIAS DE FALLAS Y DISPONIBILIDAD	190
5.2ANÁLISIS COMPARATIVO DE COSTOS POR FALLAS	194
 CONCLUSIONES	 197
RECOMENDACIONES	198
ANEXOS.....	199
BIBLIOGRAFÍA	214

LISTAS DE FIGURAS

Figura 2.1.	Comportamiento de un sólido y un líquido a una fuerza cortante aplicada	6
Figura 2.2.	Manómetro de Bourdon	10
Figura 2.3.	Comportamiento de un fluido en flujo entre dos placas.....	13
Figura 2.4.	Principio de los fluidos.....	27
Figura 2.5.	Transmisión de fuerzas.....	27
Figura 2.6.	Transmisión de presión	29
Figura 2.7.	Notación de la presión en fluido en reposo	30
Figura 2.8.	Parte de un sistema de distribución de fluido	32
Figura 2.9.	Variación de velocidad y de presión	34
Figura 2.10.	Flujo plano, de punto de estancamiento	36
Figura 2.11.	Flujo unidimensional en una tubería	37
Figura 2.12.	Perfiles de velocidad uniformes	38
Figura 2.13.	Símbolos oleohidráulicos	52
Figura 2.14.	Bomba del pistón.....	62
Figura 2.15.	Bomba de diafragma	63
Figura 2.16.	Bomba de engranajes externos	65
Figura 2.17.	Bomba de lóbulos.....	66
Figura 2.18.	Bomba de tornillos	68
Figura 2.19.	Bomba de paletas desequilibrada	70
Figura 2.20.	Bomba de paletas equilibrada	71
Figura 2.21.	Bombas de pistones radiales	73
Figura 2.22.	Bomba de pistones radiales de caudal variable	75
Figura 2.23.	Cilindros de simple efecto.....	78
Figura 2.24.	Cilindro de doble efecto	80
Figura 2.25.	Cilindro telescópico.....	81
Figura 2.26.	Cilindro en tándem	82
Figura 2.27.	Válvula antirretorno (abierta y cerrada)	83
Figura 2.28.	Válvula antirretorno pilotada	84
Figura 2.29.	Conexiones con tomas de presión y escape	85

Figura 2.30.	Válvula de estrangulamiento	90
Figura 2.31.	Válvula de estrangulamiento con antirretorno	91
Figura 2.32.	Manómetro	96
Figura 2.33.	Filtro de presión	99
Figura 2.34.	Filtro de retorno.....	100
Figura 3.1.	Camión compactador en el servicio de recolección de MMI.....	109
Figura 3.2.	Camión compactador en el servicio de recolección de MSI	110
Figura 3.3.	Plano de recolección de los compactadores del distrito de Miraflores .	111
Figura 3.4.	Plano de recolección de los compactadores del distrito de San Isidro..	112
Figura 3.5.	Camión compactador 17 250E MMI, imagen lateral y frontal	119
Figura 3.6.	Camión compactador 17 250E MSI, imagen lateral y frontal.....	119
Figura 3.7.	Partes del colector compactador, imagen lateral	121
Figura 3.8.	Circuito oleohidráulico.....	123
Figura 3.9.	Tanque oleohidráulico y sus componentes principales	125
Figura 3.10.	Filtro de succión	126
Figura 3.11.	Válvula de bola.....	127
Figura 3.12.	Bomba oleohidráulica de paletas.....	128
Figura 3.13.	Válvula de alivio	130
Figura 3.14.	Cilindro de doble efecto	131
Figura 3.15.	Simbología de la válvula check(a), válvula distribuidora 6/3(b) y válvula estranguladora con antirretorno(c)	132
Figura 3.16.	Simbología de la válvula pilotada de 4/3	133
Figura 3.17.	Cilindro telescópico.....	134
Figura 3.18.	Filtro de retorno.....	135
Figura 3.19.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance de la tapa trasera	141
Figura 3.20.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso de la tapa trasera.....	148
Figura 3.21.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance del panel eyector	152
Figura 3.22.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso del panel eyector	156

Figura 3.23.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance de basculamiento.....	160
Figura 3.24.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso de basculamiento.....	164
Figura 3.25.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance de la prensa	168
Figura 3.26.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso de la prensa	172
Figura 3.27.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance del panel transportador.....	176
Figura 3.28.	Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso del panel transportador.....	180

LISTAS DE GRÁFICOS

Gráfico 2.1.	Medición de la presión	9
Gráfico 2.2.	Compresibilidad de un fluido.....	12
Gráfico 2.3.	La viscosidad de los líquidos decrece y la de los gases crece con la temperatura.....	15
Gráfico 2.4.	Curvas de índices de viscosidad típicas	17
Gráfico 2.5.	Fluidos newtonianos y no newtonianos	19
Gráfico 2.6.	Tipos de fluidos hidráulicos	20
Gráfico 2.7.	La velocidad en función del tiempo en un flujo laminar;(a) flujo inestable;(b) flujo estable	38
Gráfico 2.8.	La velocidad en función del tiempo en un flujo turbulento;(a) flujo inestable;(b) flujo estable	39
Gráfico 2.9.	Flujo de entrada laminar en una tubería	41
Gráfico 2.10.	Desarrollo de perfil de velocidad en un flujo turbulento en tuberías	41
Gráfico 2.11.	Flujo desarrollado en una tubería	42
Gráfico 2.12.	Componentes de velocidad en flujo turbulento en una tubería:(a) componente x de la velocidad; (b) componente r de la velocidad;(c) componente θ de la velocidad	43
Gráfico 2.13.	Etapas de generación de la energía oleohidráulica	49
Gráfico 2.14.	Velocidades de giro.....	58
Gráfico 2.15.	Curva característica de la bomba	60
Gráfico 2.16.	Clasificación de las bombas oleohidráulicas.....	61
Gráfico 2.17.	Rendimiento volumétrico.....	65
Gráfico 2.18.	Curvas características de bombas de paletas de caudal constante	72
Gráfico 2.19.	Curvas características de las bombas de pistones radiales	74
Gráfico 2.20.	Curva de caudal-presión.....	89
Gráfico 2.21.	Curva de pérdidas de carga para una válvula de estrangulamiento.....	91
Gráfico 2.22.	Curva de pérdidas de carga para una válvula de estrangulamiento con antirretorno	92
Gráfico 3.1.	Análisis de Pareto de fallas de los sistemas	116

Gráfica 3.2.	Histograma de la Disponibilidad total de los camiones compactadores	117
Gráfico 3.3.	Perdidas de carga para válvula 6/3	133
Gráfico 3.4.	Pérdidas de carga para las válvula checks (a) y (b), válvulas distribuidoras 6/3(c) y válvulas estrangulamiento con antirretorno (d)	136
Gráfico 3.5.	Curva de desempeño de la bomba de paletas	137
Gráfico 3.6.	Estructura de cálculos.....	139
Gráfico 5.1.	Comparación de la disponibilidad de los camiones compactadores 17250E (2014 y 2015)	192

LISTAS DE TABLAS

Tabla 2.1.	Clasificación ISO de viscosidades para aceites industriales	16
Tabla 2.2.	Compresibilidad de aceites hidráulicos	24
Tabla 2.3.	Valores de rugosidad “e” para algunos materiales de ingeniería	44
Tabla 2.4.	Coeficientes de pérdida K nominales.....	48
Tabla 2.5.	Códigos de orificios del distribuidor	86
Tabla 2.6.	Representaciones de accionamientos de acuerdo a la Norma ISO 1219	86
Tabla 3.1.	Horarios de salida de los camiones compactadores	113
Tabla 3.2.	Frecuencia de fallas por sistemas	115
Tabla 3.3.	Disponibilidad total de los camiones compactadores	116
Tabla 3.4.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance de la tapa trasera	145
Tabla 3.5.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance de la tapa trasera	146
Tabla 3.6.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso de la tapa trasera	149
Tabla 3.7.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso de la tapa trasera	150
Tabla 3.8.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance del panel eyector	153
Tabla 3.9.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance del panel eyector	154
Tabla 3.10.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso del panel eyector	157
Tabla 3.11.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso del panel eyector	158
Tabla 3.12.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance de basculamiento.....	161
Tabla 3.13.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance de basculamiento.....	162

Tabla 3.14.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso de basculamiento.....	165
Tabla 3.15.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso de basculamiento.....	166
Tabla 3.16.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance de la prensa	169
Tabla 3.17.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance de la prensa	170
Tabla 3.18.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso de la prensa	173
Tabla 3.19.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso de la prensa	174
Tabla 3.20.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance del panel transportador.....	177
Tabla 3.21.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance del panel transportador.....	178
Tabla 3.22.	Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso del panel transportador.....	181
Tabla 3.23.	Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso del panel transportador.....	182
Tabla 4.1.	AMEF del sistema oleohidráulico.....	184
Tabla 5.1.	Comparación de las recurrencias de fallas de los sistemas de los camiones compactadores 17250E MSI	190
Tabla 5.2.	Comparación de las recurrencias de fallas de los sistemas de los camiones compactadores 17250E MMI	191
Tabla 5.3.	Comparación de las recurrencias de fallas de los sistemas de los camiones compactadores total.....	192
Tabla 5.4.	Disponibilidad total de los camiones compactadores 17250E (2014 y 2015).....	192

Tabla 5.5.	Comparación de los costos por fallas de los sistemas de los camiones compactadores 17250E MSI	194
Tabla 5.6.	Comparación de los costos por fallas de los sistemas de los camiones compactadores 17250E MMI	195
Tabla 5.7.	Comparación de los costos por fallas de los sistemas de los camiones compactadores total.....	196

LISTAS DE ECUACIONES

Ecu. 2.1.	Densidad (ρ)
Ecu. 2.2.	Densidad relativa (ρ_r)
Ecu. 2.3.	Peso específico (γ)
Ecu. 2.4.	Presión (p)
Ecu. 2.5.	Medición de presión
Ecu. 2.6.	Compresibilidad (k)
Ecu. 2.7.	Tensión de corte (τ)
Ecu. 2.8.	Viscosidad dinámica (μ)
Ecu. 2.9.	Viscosidad cinemática (ν)
Ecu. 2.10.	Flujo másico (\dot{m})
Ecu. 2.11.	Ecuación de continuidad
Ecu. 2.12.	Flujo volumétrico o caudal (\dot{V})
Ecu. 2.13.	Ecuación de Bernoulli
Ecu. 2.14.	Número de Reynolds (Re)
Ecu. 2.15.	Flujo de Poiseuille
Ecu. 2.16.	Factor fricción para flujo laminar
Ecu. 2.17.	Pérdidas por fricción (h_{L_f})
Ecu. 2.18.	Primera ecuación de Karmann-Prandlt
Ecu. 2.19.	Colebrook simplificada
Ecu. 2.20.	Segunda ecuación de Karmann-Prandlt
Ecu. 2.21.	Pérdidas singulares (h_{L_s})
Ecu. 2.22.	Expansión repentina
Ecu. 2.23.	Contracción repentina
Ecu. 2.24.	Volumen desplazado (DV)
Ecu. 2.25.	Potencia de entrega de bomba ($P_{entrega-bomba}$)
Ecu. 2.26.	Eficiencia volumétrica (η_v)
Ecu. 2.27.	Eficiencia hidráulica-mecánica (η_{hm})
Ecu. 2.28.	Eficiencia total (η_T)

- Ecu. 2.29. Velocidad de un cilindro
- Ecu. 2.30. Fuerza de avance (F_A)
- Ecu. 2.31. Fuerza de retroceso (F_r)
- Ecu. 2.32. Trabajo (W)
- Ecu. 2.33. Potencia (P)

LISTAS DE SÍMBOLOS

ρ	Densidad (kg/m^3)
m	Masa (kg)
V	Volumen (m^3)
ρ_r	Densidad relativa (adimensional)
γ	Peso específico (N/m^3)
w	Peso (kgm/s)
T	Temperatura ($^{\circ}C, K$)
p	Presión (bar)
F	Fuerza (N)
A	Área (m^2, mm^2)
p_{abs}	Presión absoluta (bar)
p_{atm}	Presión atmosférica (bar)
p_{man}	Presión manométrica (bar)
k	Coeficiente de compresibilidad (adimensional)
τ	Tensión de corte (N/m^2)
μ	Viscosidad dinámica (Ns/m^2)
ν	Viscosidad cinemática (m^2/s)
W	Trabajo (J)
h	Altura (m)
\dot{m}	Flujo másico (Kg/s)
\dot{V}	Flujo volumétrico o Caudal ($l/min, GPM, m^3/s$)
v	Velocidad (m/s)
D	Diámetro (m)
Re	Número de Reynolds (adimensional)

L	Longitud (m, mm)
L_e	Longitud de entrada (m, mm)
L_D	Longitud desarrollada (m, mm)
Δp	Caída de presión (Pa, kPa)
f	Factor fricción (adimensional)
g	Aceleración de la gravedad (m/s^2)
e/D	Rugosidad relativa (adimensional)
h_{L_f}	Pérdidas por fricción (m, mm)
h_{L_s}	Pérdidas singulares (m, mm)
K	Coefficiente de pérdida (adimensional)
C_c	Coefficiente de contracción (adimensional)
n	Número de revoluciones (Rpm)
P	Potencia (W, kW)
$P_{entrega-bomba}$	Potencia que entrega la bomba oleohidráulica al sistema (W, kW)
p_{bomba}	Presión de entrega de la bomba (bar)
\dot{V}_{bomba}	Caudal de entrega de la bomba ($l/min, GPM, m^3/s$)
η_v	Eficiencia volumétrica (%)
\dot{V}_{real}	Caudal o flujo volumétrico real ($l/min, GPM, m^3/s$)
$\dot{V}_{teórico}$	Caudal o flujo volumétrico teórico ($l/min, GPM, m^3/s$)
η_{hm}	Eficiencia hidráulica-mecánica (%)
η_t	Eficiencia total (%)
F_a	Fuerza de avance (N)
F_r	Fuerza de retroceso (N)
A_{LV}	Área del lado del vástago (m^2, mm^2)

d Distancia (m, mm)

t Tiempo (s)

Subíndice

0 Punto de referencia

1 Sección de entrada

2 Sección de salida

E Entrada

D Desarrollado

máx Valor máximo

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1.	Diagrama de Moody.....	200
Anexo 2.	Simbología oleohidráulica.....	201
Anexo 3.	Dimensiones de los cilindros.....	204
Anexo 4.	Dimensiones de tuberías para sistemas oleohidráulicos	205
Anexo 5.	Racores más representativos	207
Anexo 6.	Recurrencias de fallas y disponibilidad de la MSI y MMI	208

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES DEL PROYECTO

Desde años atrás la fluidomecánica ha sido de mucho interés puesto que se ha visto la necesidad de entender el comportamiento de diversos fenómenos, subdividiéndose esta en dos campos principales; la estática de fluidos y la dinámica de fluidos. El incremento en la industria ha dado avances al empleo de diversos fluidos para la transmisión de energía. Los sistemas oleohidráulicos no han sido ajenos a esto y a partir de las investigaciones se ha empleado aceites minerales en lugar de agua ya que facilita la lubricación y disminuye la oxidación de los componentes del sistema, pero con los avances de la diversificación de las aplicaciones se desarrollaron otros fluidos especiales. Hoy en día la oleohidráulica es uno de los fluidos más empleados para la transmisión de energía y por consiguiente, las herramientas que nos ayuden al diagnóstico de fallas y lo que se debe hacer para evitarlas, se han vuelto de alta prioridad.

1.2 IDENTIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El correcto comportamiento y desplazamiento del fluido ya sea líquido o gaseoso es uno de los factores claves para la buena operación y desarrollo de las máquinas. El estudio de cada parámetro basado en la teoría de la mecánica de fluidos nos definirá simplificaciones importantes que nos llevarán a conseguir el funcionamiento continuo de las máquinas, reducir los costos en la producción, alargar la vida útil, evitar pérdidas por paros inesperados de las máquinas y producción con mayor calidad. Pero dependiendo de la forma, el objetivo, la necesidad y la oportunidad en que se realizan las acciones, se pueden implementar nuevas estrategias.

La empresa Innova Ambiental S.A. es parte del rubro de limpieza pública siendo en la actualidad uno de sus principales clientes estatales; la Municipalidad Metropolitana de

Lima (MML), la Municipalidad de Miraflores (MMI) y la Municipalidad de San Isidro (MSI), las cuales son gestionadas desde las sedes de San Juan de Miraflores y Surco respectivamente. La sede Surco cuenta en total con 15 camiones compactadores destinados 8 a la MMI y 7 a la MSI, los compactadores dentro de la organización son requeridos por el área de operaciones para que estos puedan cumplir con el servicio pactado de nuestros clientes externos que son la Municipalidad de Miraflores (MMI) y la Municipalidad de San Isidro (MSI), sin embargo esta disponibilidad (D) mensual de estos dos es debajo del 97%. Nuestros activos se han visto afectados con el alto índice de fallas en el sistema oleohidráulico de compactación que presentan, producto de la disminución del promedio de vida útil de estas, la falta de estudio de parámetros principales para el análisis de fallas recurrentes y de las variables operacionales de funcionamiento.

Debido a esto, a los camiones compactadores se les presta mayor número de mantenimientos correctivos, lo cual es perjudicial para la gerencia de operaciones de Innova Ambiental S.A. puesto que incurre en gastos excesivos de repuestos, paralización de muchos días de los compactadores, incumplimiento del servicio a realizar teniendo como consecuencia las penalidades emitidas de la MMI y MSI, y produciendo daños mayores.

La situación señalada líneas arriba me motiva a desarrollar el estudio de los parámetros fluidodinámicos para su empleo en el análisis de modos y efectos de falla (AMEF) del sistema oleohidráulico donde da respuesta a la siguiente problemática: alta frecuencia de fallas recurrentes en los camiones compactadores, trayendo como consecuencias una baja disponibilidad de las máquinas, además de altos costos para la empresa y el no cumplimiento de las metas trazadas de producción.

1.3 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Ante el escenario planteado, se busca garantizar el adecuado funcionamiento del sistema oleohidráulico de los camiones compactadores dando a desarrollar la estrategia que nos va permitir analizar cada falla y las raíces de estas, así saber contrarrestar y/o prevenirlas

mediante la mejora continua del estudio de los parámetros fluidodinámicos, enfocándose que las máquinas continúen haciendo lo requerido por el usuario dentro del sistema de producción y aumentando la satisfacción de los clientes tanto internos como externos. Además pretenderá servir como antecedente para los camiones compactadores que brindan servicio a la Municipalidad de Lima con sede San Juan de Miraflores según su contexto operacional.

1.4 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Desarrollo y estudio de los parámetros fluidodinámicos del sistema oleohidráulico y su empleo en el análisis de modos y efectos de falla (AMEF), como estrategia que incrementará el índice de disponibilidad de los camiones compactadores 17250E sede Surco.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Investigar el funcionamiento del sistema oleohidráulico y cada uno de los componentes que intervienen en el mismo de los camiones compactadores 17250E.
- Realizar estudio de los parámetros fluidodinámicos que intervienen en el sistema oleohidráulico, identificando el área de operación.
- Comparar las presiones reales con las teóricas determinadas según área de operación.
- Recolectar y analizar datos del sistema oleohidráulico de los camiones compactadores para el Análisis de Modos y efectos de falla (AMEF).

1.5 ALCANCE DEL PROYECTO

Para el desarrollo del presente proyecto de grado se estableció los siguientes alcances y limitaciones:

- Descripción a detalle del funcionamiento del sistema oleohidráulico.
- Identificación de los tramos para los cálculos y mediciones de los parámetros fluidodinámicos, y pérdidas en los sistemas, procedentes de los datos teóricos y de las mediciones de datos reales.
- Cálculo y determinación de los parámetros fluidodinámicos, y pérdidas en el sistema de los tramos seleccionados.
- Ejecución de las mediciones requeridas en los tramos seleccionados del sistema oleohidráulico mediante el caudalímetro y manómetro.
- Comparación de comportamientos de los parámetros fluidodinámicos del sistema oleohidráulico.
- Identificación de la falla potencial de acuerdo a la comparación de comportamientos de los parámetros fluidodinámicos.
- Elaboración de la herramienta de Análisis de Modo y Efecto de Falla (AMEF).

CAPÍTULO II

FUNDAMENTO TEÓRICO

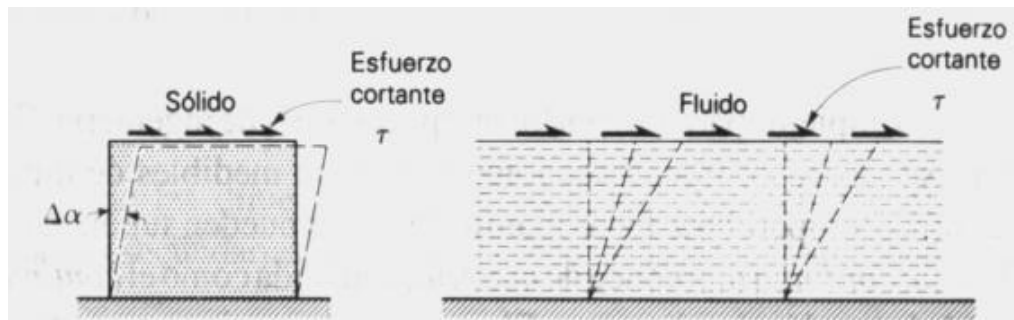
2.1 FLUIDOS

Son sustancias cuyas moléculas gozan de gran movilidad unas con respecto a otras, existe en tres estados de agregación: sólido, líquido y gas. (A temperaturas muy elevadas también existe como plasma).

Una sustancia en la fase líquida o en la gaseosa se conoce como fluido. La diferencia entre un sólido y un fluido se hace con base en la capacidad de la sustancia para oponer resistencia a un esfuerzo cortante o tangencial aplicado que tiende a cambiar su forma. Los fluidos reaccionan de una manera características a las fuerzas. La característica fundamental de los fluidos es la denominada fluidez, es decir sufren grandes deformaciones no elásticas sin necesidad de grandes acciones externas. Si se compara lo que ocurre a un sólido y a un fluido cuando son sometidos a una fuerza cortante o tangencial (τ) se tienen reacciones características que se pueden verificar experimentalmente y que permiten diferenciarlos. Un fluido se define como una sustancia que cambia su forma continuamente siempre que esté sometida a una fuerza cortante, sin importar que tan pequeño sea.

La medida de la facilidad con que se mueve vendrá dada por la viscosidad, relacionada con la acción de fuerzas de rozamiento. En contraste un sólido experimenta un desplazamiento definido(o se rompe completamente) cuando se somete a una fuerza cortante. Es decir, mientras que para un sólido bajo una fuerza cortante constante se alcanza un ángulo de deformación ($\Delta\alpha$) determinado y constante, en un fluido debemos hablar de una velocidad de deformación constante o no, ya que la deformación se produce de forma continua.

Figura 2.1. Comportamiento de un sólido y un líquido a una fuerza cortante aplicada



Fuente: Página web.

Con el fin de entender el comportamiento de los fluidos, se hace necesario comprender su misma naturaleza, para lo cual se definirán las propiedades de los fluidos.

2.1.1 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Las propiedades son las que definen el comportamiento y características del fluido tanto en reposo o en movimiento.

Densidad.

Cantidad de masa por unidad de volumen de una sustancia. Por consiguiente se define como:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.1)$$

En general, la densidad de una sustancia depende de la temperatura y de la presión. La densidad de la mayoría de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. Por otro lado, los líquidos y sólidos en esencia son

sustancias incompresibles y la variación de su densidad con la presión suele ser despreciable.

A veces, la densidad de una sustancia se da en relación con la densidad de una sustancia conocida plenamente; entonces se llama:

Densidad relativa.

Se define como la razón de la densidad del fluido entre la densidad de alguna sustancia estándar; a una temperatura especificada (por lo general para líquidos, agua a 4 °C, para la cual $\rho_{H_2O}=1000 \text{ kg/m}^3$).

$$\rho_r = \frac{\rho_f}{\rho_{H_2O}} \quad (2.2)$$

Peso específico.

Es el peso por unidad de volumen de una sustancia. Su expresión es:

$$\gamma = \frac{w}{V} \quad (2.3)$$

Temperatura.

Es la cantidad de energía térmica en tránsito. La temperatura indica la intensidad de calor.

Presión.

La presión se define como una fuerza normal ejercida por un fluido por unidad de área. Se habla de presión cuando se trata de un gas o un líquido. La contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo normal. Puesto que la presión se define como fuerza por unidad de área; es decir:

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.4)$$

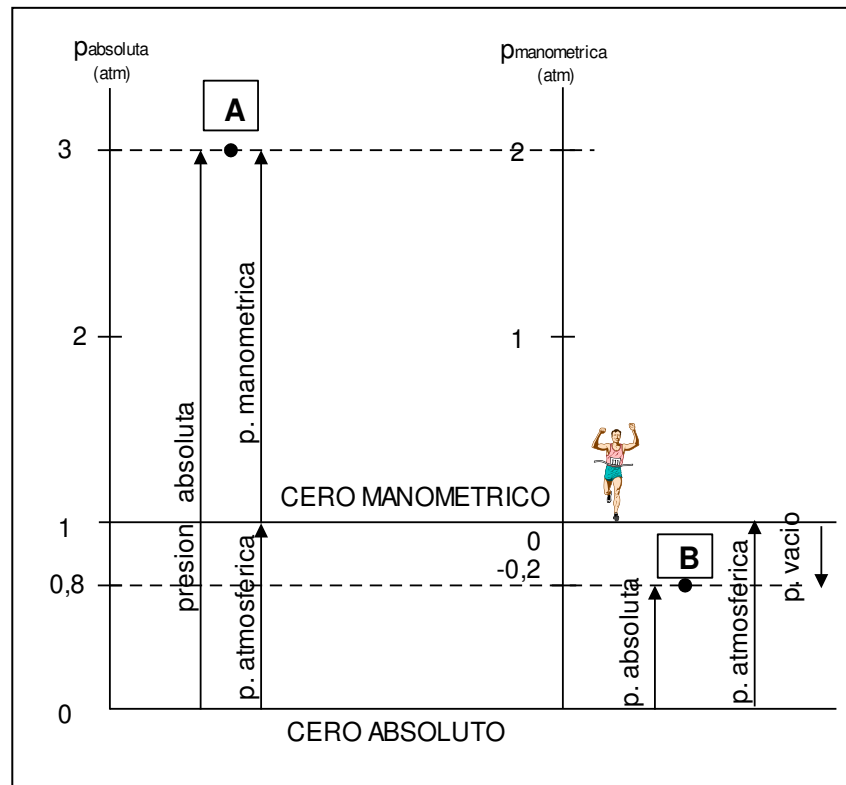
Cuando se realizan cálculos que implican la presión de un fluido, se debe hacer la medición en relación con alguna presión de referencia. Normalmente la presión de referencia es la de la atmósfera, y la presión resultante que se mide se conoce como presión manométrica (presión relativa). La presión que se mide en relación con el vacío perfecto se conoce como presión absoluta. Es importante conocer la diferencia entre estas dos formas de medir la presión, y que sea capaz de convertir cantidades de una a otra.

La ecuación relaciona los dos sistemas de medición de presión:

$$p_{abs} = p_{atm} + p_{man} \quad (2.5)$$

En el siguiente gráfico 2.1 podemos ver la relación entre estos tipos de presiones.

Gráfico 2.1. Medición de la presión



Fuente: Manual TECSUP, 2014.

Se puede observar:

- Cuando tratemos el término “presión” nos estaremos refiriendo a la “presión manométrica o relativa”.
- Las presiones absolutas no tienen valores negativos.
- Las presiones relativas o manométricas pueden tener un valor máximo negativo de 1 atm.
- A las presiones que se encuentran por debajo de la presión atmosférica se denominan: Presión de vacío o presión negativa o presión de succión o depresión.

Casi la totalidad de instrumentos están expuestos a la presión atmosférica, por lo que el valor que medirán será un valor por arriba (o por debajo) de la presión atmosférica; en otros términos medirán el valor de sobre presión (o de depresión) con respecto de la

presión atmosférica. En la práctica predominan totalmente las presiones manométricas o relativas.

Los instrumentos que miden la presión tomando como referencia la presión atmosférica se denominan manómetros.

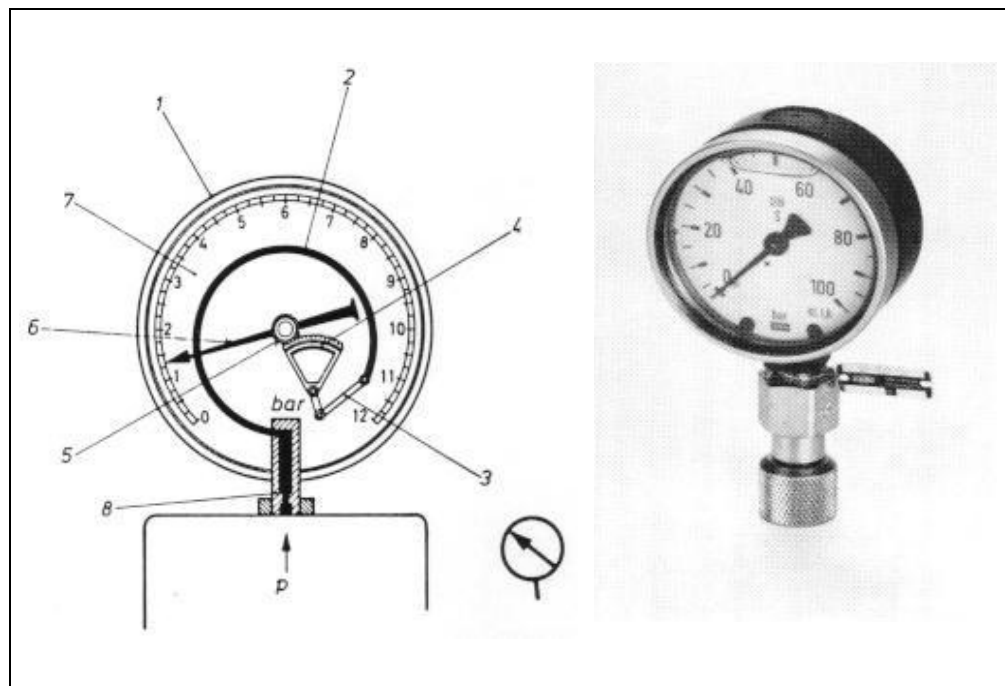
Los instrumentos que miden la presión negativa o depresión se denominan vacuómetros.

Los instrumentos que miden la presión atmosférica se denominan barómetros.

Manómetro.

El manómetro de Bourdon es el instrumento más importante que se utiliza en oleohidráulica. Nos indica el valor de la presión relativa.

Figura 2.2. Manómetro de Bourdon



Fuente: Manual TECSUP, 2014.

1 Carcasa

5 Piñón

2	Muelle tubular	6	Aguja
3	Palanca	7	Escala
4	Segmento de cremallera	8	Estrangulación

El muelle tubular es desdoblado por una sobrepresión. Tanto mayor la presión, tanto mayor es también la abertura del radio de doblado. Este movimiento se transmite a la aguja mediante la palanca, el segmento de cremallera y el piñón. La sobrepresión puede leerse en la escala.

En la parte conectada del manómetro se encuentra el punto de estrangulación que tiene por objetivo amortiguar las sobrepresiones (picos de presión) y hacer una lectura más estable.

Comúnmente está inmerso en glicerina la que amortigua las vibraciones de la aguja, sin este fluido de alta viscosidad la aguja vibraría y se deterioraría rápidamente.

Compresibilidad.

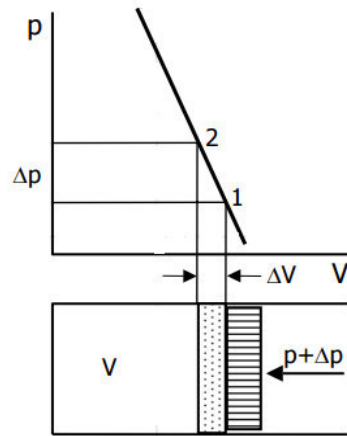
Tanto los líquidos como los gases son compresibles, aunque los líquidos tienen un mínimo de compresibilidad. Los gases tienen la propiedad de ocupar todo el volumen de cualquier recipiente, adquiriendo su forma propia. Así, podemos encerrarlo en un recipiente con un volumen determinado y posteriormente provocar una reducción de volumen.

El coeficiente de compresibilidad (k), es la variación de volumen por unidad de volumen ($\Delta V/V$), dividida por el incremento de presión (Δp) que la originó.

$$k = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (2.6)$$

El signo (-), a un aumento de presión le corresponde una disminución de volumen.

Gráfico 2.2. Compresibilidad de un fluido



Fuente: Página web.

Viscosidad.

Es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes. La viscosidad se debe primordialmente a las interacciones entre las moléculas del fluido.

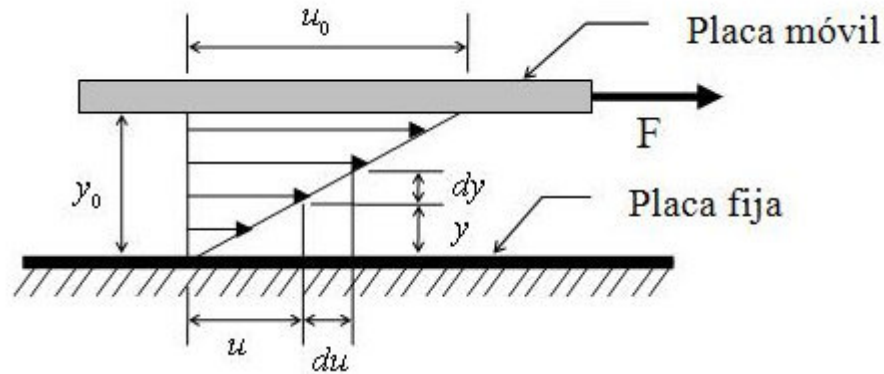
Cuando dos cuerpos sólidos en contacto se mueven uno con respecto al otro, se crea una fuerza de fricción en la superficie de contacto en la dirección opuesta al movimiento. La situación es semejante cuando un fluido se mueve con respecto a un sólido o cuando dos fluidos se mueven uno con respecto al otro. Es posible moverse con relativa facilidad en el aire, pero no en el agua. Moverse en aceite sería inclusive más difícil.

Viscosidad Dinámica.

Cuando un fluido se mueve se desarrolla en él una tensión de corte, cuya magnitud depende de la viscosidad del fluido. La tensión de corte (τ) puede definirse como la fuerza requerida para deslizar una capa de área unitaria de una sustancia sobre otra capa

de la misma sustancia. En un fluido como el agua, el aceite, el alcohol, o cualquier otro líquido común, encontramos que la magnitud de la tensión de corte es directamente proporcional al cambio de velocidad entre diferentes posiciones del fluido.

Figura 2.3. Comportamiento de un fluido en flujo entre dos placas



Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

Esto indica que la velocidad con que se desplaza la placa superior es proporcional a la fuerza aplicada.

- En un fluido ideal la viscosidad es cero $\mu = 0$
- En un fluido real la viscosidad toma un valor finito $\mu > 0$
- En un sólido la viscosidad tiende al infinito $\mu \approx \infty$

Una condición fundamental que se presenta cuando un fluido real está en contacto con una superficie frontera, es que el fluido tiene la misma velocidad que la frontera. En la figura 2.3 entonces, el fluido que está en contacto con la superficie inferior tiene velocidad (u). Si la distancia entre las dos superficies es pequeña, entonces la rapidez de cambio de velocidad con respecto de la posición (y) es lineal. Esto es, varía como una línea recta. El gradiente de velocidad es una medida del cambio de velocidad y se define como $\Delta v / \Delta y$. También se le conoce como rapidez de corte. El hecho de que la tensión de corte del fluido es directamente proporcional al gradiente de velocidad puede establecerse como:

$$\tau = \mu \left(\frac{\Delta v}{\Delta y} \right) \quad (2.7)$$

La definición de viscosidad dinámica puede ser derivada de la ecuación (2.7) despejando μ .

$$\mu = \frac{\tau}{\Delta v / \Delta y} = \tau \left(\frac{\Delta y}{\Delta v} \right) \quad (2.8)$$

Viscosidad Cinemática.

Muchos cálculos en mecánica de fluidos implican el cociente de la viscosidad dinámica entre la densidad del fluido, la cual viene hacer la viscosidad cinemática (ν), se define como:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.9)$$

En general, la viscosidad dinámica (μ) no depende de la presión, pero la viscosidad cinemática (ν) sí depende de ésta.

Variación de la Viscosidad con la temperatura.

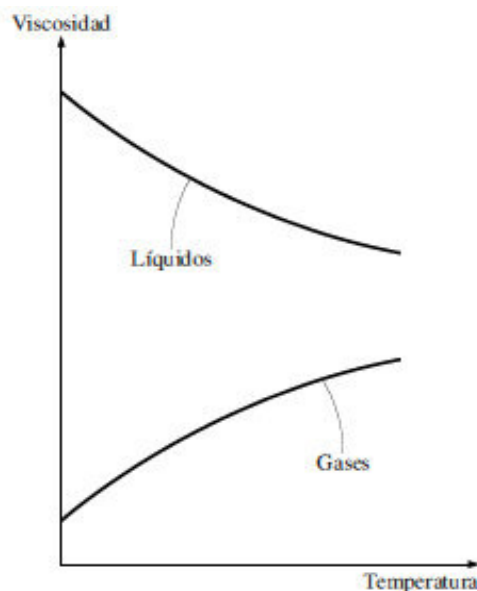
La viscosidad se debe a la fuerza de fricción interna que se desarrolla entre las diferentes capas de los fluidos a medida que se obligan a moverse una con relación a las otras. En los líquidos, la viscosidad se origina por las fuerzas de cohesión entre las moléculas mientras que en los gases por las colisiones moleculares, además de que ésta varía mucho con la temperatura, en tanto que la de los gases se incrementa gracias a ella. Esto se debe

a que, en un líquido, las moléculas poseen más energía a temperaturas más elevadas y se pueden oponer con mayor fuerza a las grandes fuerzas de cohesión intermoleculares. Como resultado, las moléculas energizadas de los líquidos se pueden mover con mayor libertad.

Por otro lado, en un gas las fuerzas intermoleculares son despreciables y a temperaturas elevadas las moléculas de los gases se mueven en forma aleatoria a velocidades más altas. Esto conduce a que se produzcan más colisiones moleculares por unidad de volumen por unidad de tiempo y, en consecuencia, en una mayor resistencia al flujo.

Algunos ejemplos de la variación de los fluidos con la temperatura. El aceite para motor, por lo general, es bastante difícil de vaciar cuando está frío, lo cual indica que tiene una viscosidad alta. Conforme la temperatura del aceite va aumentando, su viscosidad disminuye notablemente. Todos los fluidos exhiben este comportamiento en algún grado.

Gráfico 2.3. La viscosidad de los líquidos decrece y la de los gases crece con la temperatura



Fuente: Robert Mott, 2006.

Para la mayoría de las aplicaciones prácticas es suficiente conocer la viscosidad relativa del fluido.

Tabla 2.1. Clasificación ISO de viscosidades para aceites industriales

Grado viscosidad ISO	Viscosidad cinemática media en cSt a 40° C	Límites de viscosidad cinemática en cSt a 40°C	
		Mínimo	Máximo
ISOVG2	2.2	1.98	2.42
ISOVG3	3.2	2.88	3.52
ISOVG5	4.6	4.14	5.06
ISOVG7	6.8	6.12	7.48
ISOVG10	10	9.00	11.0
ISOVG15	15	13.5	16.5
ISOVG22	22	19.8	24.2
ISOVG32	32	28.8	35.2
ISOVG46	46	41.4	50.6
ISOVG68	68	61.2	74.8
ISOVG100	100	90.0	110
ISOVG150	150	135	165
ISOVG220	220	198	242
ISOVG320	320	288	352
ISOVG460	460	414	506
ISOVG680	680	612	748
ISOVG1000	1000	900	1100
ISOVG1500	1500	1350	1650

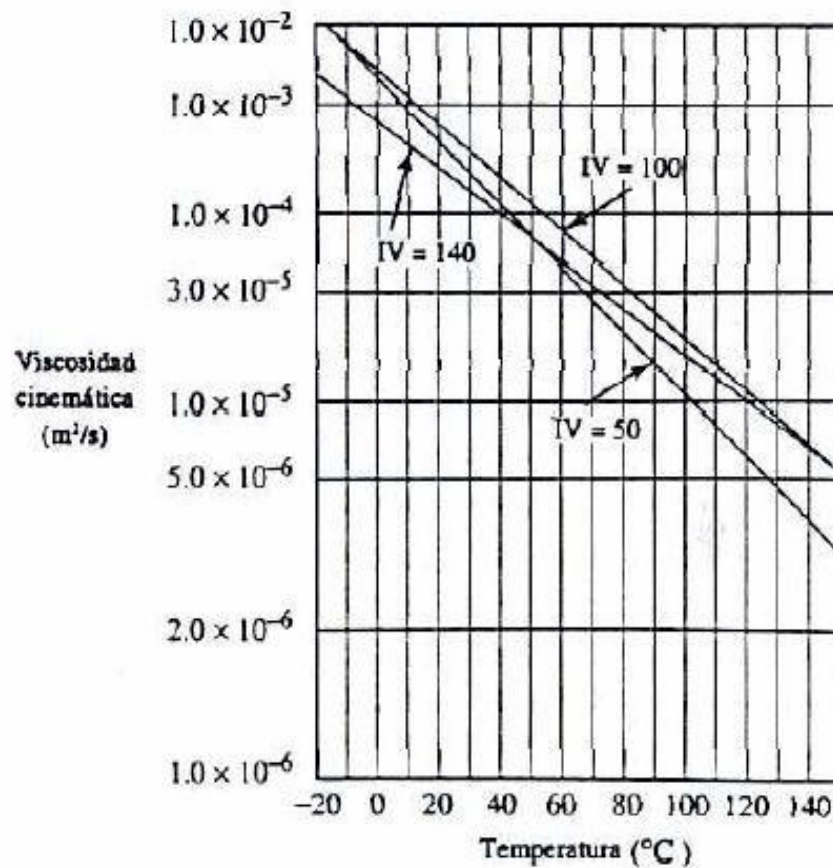
Fuente: Hidráulica industrial Vickers.

Índice de viscosidad.

Una medida de qué tanto cambia la viscosidad de un fluido con la temperatura está dada por su índice de viscosidad. Éste es especialmente importante en los aceites lubricantes y en los fluidos hidráulicos que se utiliza en equipos que deben operar en condiciones extremas de temperatura.

<<Un fluido con un alto índice de viscosidad muestra un cambio pequeño de viscosidad con respecto a la temperatura. Un fluido con un bajo índice de viscosidad exhibe un cambio grande en su viscosidad con respecto a la temperatura>> (Robert 1996:28)

Gráfico 2.4. Curvas de índices de viscosidad típicas



Fuente: Robert Mott, 2006.

En el gráfico 2.4 se muestran varias curvas típicas de aceites con índice de viscosidad de 50, 100 y 140. El índice de viscosidad es determinado mediante la medición de la

viscosidad de una muestra del fluido a 40°C y a 100°C, y comparando estos valores con los de ciertos fluidos de referencia.

2.1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS FLUIDOS

Existen diversos aspectos para la clasificación de los fluidos pero solo vamos abarcar los de mayor interés para el presente.

Según su Viscosidad y esfuerzo cortante.

El estudio de las características de deformación y de flujo se conoce como reología, que es el campo del cual se aprende acerca de la viscosidad de los fluidos.

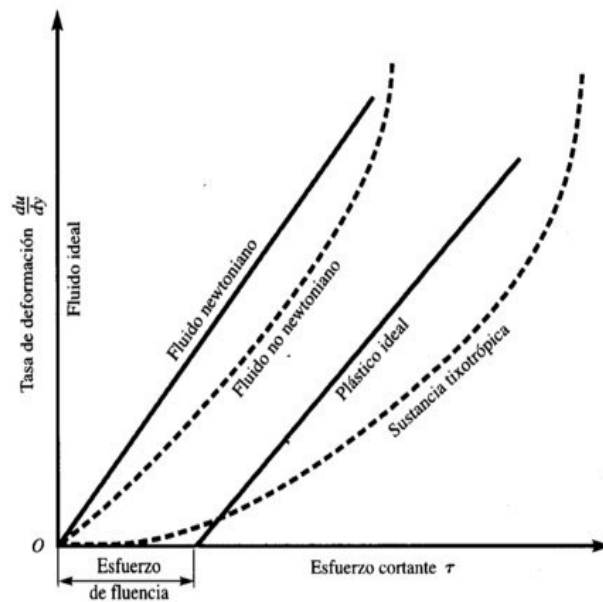
Fluidos Newtonianos.

Cualquier fluido que se comporte de acuerdo con la ecuación (2.9) se conoce como newtoniano. La viscosidad μ es función exclusivamente de la condición del fluido, en particular de su temperatura. La magnitud del gradiente de velocidad, $\Delta v / \Delta y$ no tiene efecto sobre la magnitud de μ . Los fluidos más comunes, como agua, aceite, gasolina, alcohol, benceno y glicerina, están clasificados como fluidos newtonianos.

Fluidos No Newtonianos.

Por el contrario, un fluido que no se comporta de acuerdo con la ecuación (2.9) se conoce como fluido no newtoniano. Donde el esfuerzo de corte no es directamente proporcional a la relación de deformación, son independientes del tiempo y dependientes del tiempo: Como su nombre lo indica los fluidos independientes del tiempo tienen una viscosidad, a cualquier tensión de corte, que no varía con el tiempo. La viscosidad de los fluidos dependientes del tiempo, sin embargo, cambiará con él.

Gráfico 2.5. Fluidos newtonianos y no newtonianos

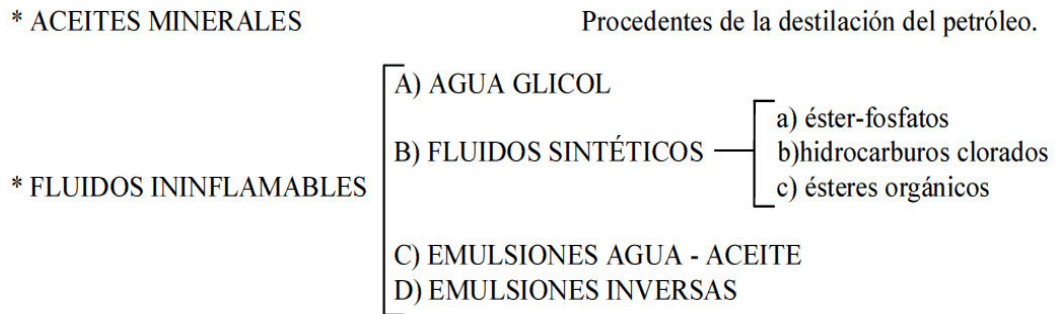


Fuente: Robert Mott, 2006.

2.1.3 FLUIDO HIDRÁULICO

El fluido hidráulico es el único componente imprescindible del circuito, se emplean principalmente para transmitir potencia y el más utilizado en la actualidad es, como ya se ha dicho, el aceite mineral con algunos aditivos que mejoran sus prestaciones. Pero no solamente se emplea este tipo de aceite sino que para aplicaciones especiales existen otro tipo de líquidos como las soluciones agua-glicol, estereofosfatos, hidrocarburos clorados, siliconas y otros muchos fluidos que van surgiendo según transcurre el tiempo.

Gráfico 2.6. Tipos de fluidos hidráulicos



Fuente: Marc Barranco, 1998.

Tipos de fluidos hidráulicos.

Aceites minerales.

Los fluidos con base de aceite mineral son los más utilizados en aplicaciones hidráulicas. Los aceites minerales poseen una buena relación viscosidad/temperatura (índice de viscosidad), baja presión de vapor, poder refrigerante, una compresibilidad baja, inmiscibilidad con agua, de satisfactorias o excelentes cualidades de protección. La ISO (*Internacional Standar Organization*) ha desarrollado algunas especificaciones para aceites minerales hidráulicos, existen 4 clasificaciones.

HH; Aceites minerales sin aditivos. Estos son productos de costo relativamente bajo que pueden ser usados en sistemas no críticos.

HL; Aceites minerales que contienen antioxidantes. Estos aceites tienen una vida útil más larga y dan mayor protección antioxidante que el aceite HH. Estos pueden ser usados en sistemas que no requieren un desempeño antidesgaste.

HM; Semejantes a los aceites HL pero además contienen aditivos antidesgaste. Se utilizan cuando se requiere una vida útil más larga y protección antidesgaste. La mayoría de

los sistemas industriales inmóviles donde se requieren diferentes aceites hidráulicos, utilizan estos tipos de aceite.

HV; Aceites con alto índice de viscosidad. Estos aceites se utilizan en casos de temperaturas extremas o en casos en que es esencial que la viscosidad del aceite cambie lo menos posible.

Fluidos ininflamables.

Agua Glicol; son mezclas en disolución del 20 al 45% de agua y etileno-propilen-glicol, con aditivos anticorrosivos y mejoradores antidesgaste.

Como ventajas tiene una buena relación viscosidad/temperatura, muy buenas propiedades de resistencia a la llama, excelente comportamiento a bajas temperaturas, y un costo que no es prohibitivo; y como inconvenientes presenta una temperatura de utilización limitada por el agua, suele tener problemas de corrosión, presenta problemas de evaporación y separación de fases, y requiere frecuentes cuidados de mantenimiento.

Fluidos sintéticos; existe una amplia gama de productos de síntesis, de naturaleza muy diversa y que poseen unas características y propiedades muy diferentes.

La elección de estos tipos de fluidos deberá hacerse siempre de acuerdo con el fabricante de la máquina o sistema, teniendo en cuenta su alto precio, la posible reacción con juntas y materiales sellantes así como el ataque a pinturas y, en algunos casos, su influencia fisiológica y ecológica/medio-ambiental.

Emulsiones Agua – aceite; también denominado emulsión directa. Se trata de una emulsión de aceite (3 al 15%) en agua, que forma una especie de taladrina soluble.

Sus ventajas son que tiene un costo muy bajo y que posee excelentes propiedades de apagado de llama (*fire-resistant*), mientras que sus inconvenientes son: muy limitadas temperaturas de utilización, pobre resistencia de la película, dificultades con la corrosión, problemas de estabilidad de la emulsión y problema de evaporación que modifican los porcentajes de la proporción.

Emulsiones de agua en aceite; también denominada emulsión inversa. Contienen del orden de un 40% de agua. Tiene excelentes propiedades de apagado de llama y costo bajo/medio, pero su temperatura de utilización es muy limitada, su poder lubricante medio, presenta problemas de evaporización de agua/estabilidad, y es un fluido no newtoniano.

Funciones de los fluidos hidráulicos.

Un fluido hidráulico debe llevar a cabo las siguientes funciones para su selección.

Transmisión de potencia.

La transmisión de fuerza hidráulica requiere de un fluido que resista la compresión y que fluya fácilmente en el circuito oleohidráulico.

Lubricación.

La maquinaria usada en los sistemas oleohidráulicos generalmente es de alta presión. Todas sus partes móviles deben estar perfectamente lubricadas para minimizar la fricción y el desgaste.

Enfriamiento.

El fluido utilizado debe poder disipar y/o absorber el calor generado en determinados puntos del sistema, manteniendo estable la temperatura del conjunto durante el normal funcionamiento del equipo o maquinaria.

Protección.

El sistema se debe proteger contra el problema de la corrosión.

Sellamiento.

El fluido debe ser suficientemente viscoso para permitir un buen sellamiento entre las partes móviles. De esta manera, se reducen a un mínimo de las fugas, manteniendo cada parte, operando eficientemente. Además, el fluido debe ser compatible con los materiales de sellamiento usados para el sistema.

Características de los fluidos hidráulicos.

Para cumplir sus funciones apropiadamente, un fluido hidráulico debe tener las siguientes características.

Compresibilidad.

La compresibilidad de un fluido es la medida de reducción de su volumen cuando se aplica presión sobre éste. Un fluido hidráulico debe tener una compresibilidad baja, de tal manera que haga presión, y por tanto la fuerza, sea transmitida instantáneamente y eficientemente.

Tabla 2.2. Compresibilidad de aceites hidráulicos

COMPRESIBILIDAD DEL ACEITE	
Presión en bar	Reducción de volumen en %
de 70 a 350	0,5
500	1,7
600	2,4
700	3,1
800	3,8
900	4,5
1.000	5,2

Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Viscosidad.

El fluido hidráulico (aceite) debe ser suficientemente viscoso para lubricar las partes del sistema eficientemente. El índice de viscosidad de un fluido arroja luz sobre la resistencia de deslizamiento que ofrecen las partículas entre sí. Si el aceite desliza con dificultad se dice que es muy viscoso; si lo hace con cierta facilidad se dice que es muy fluido. En cualquier caso es la característica que más define a un aceite.

Demulsibilidad.

A las temperaturas de operación de muchos sistemas, alrededor de 60 °C o menos, el agua no se evapora del aceite. Entonces, un aceite hidráulico debe tener la capacidad de desprenderse del agua rápidamente, es decir, que debe tener una buena demulsibilidad.

Estabilidad térmica.

Los sistemas oleohidráulicos modernos están diseñados para trabajar a altas temperaturas. Los fluidos utilizados en tales sistemas deben ser suficientemente estables como para

resistirse a la degradación, a la formación de sedimentos y a la corrosión de metales férricos y no férricos a estas altas temperaturas.

Clasificación de los fluidos resistentes al fuego.

La siguiente es la clasificación CETOP (Comité Europeo de Transmisiones oleohidráulicos).

HFA.

Emulsión de aceite en agua. Estos fluidos típicamente contienen 95% de agua y 5% de aceite.

HFB.

Emulsión de agua en aceite. Estos fluidos típicamente contienen 60% de aceite y 40% de agua.

HFC.

Solución agua –glicol típicamente contienen 60% de glicol y 40% de agua.

HFD.

Fluidos sintéticos comúnmente basados en ésteres de fosfato.

2.2 FUNDAMENTOS DE LA OLEOHIDRÁULICA

La oleohidráulica trata de leyes y principios de la hidrostática e hidrodinámica que rigen el comportamiento y movimiento de los aceites derivados del petróleo (casi incompresible), con la finalidad de determinar sus diversos parámetros y aplicaciones.

Debido a la existencia de infinidad de leyes físicas relativas al comportamiento de los fluidos, muchas de ellas son utilizadas con propósitos científicos o de experimentación, nosotros nos limitaremos a estudiar aquella que tienen aplicación en nuestro trabajo.

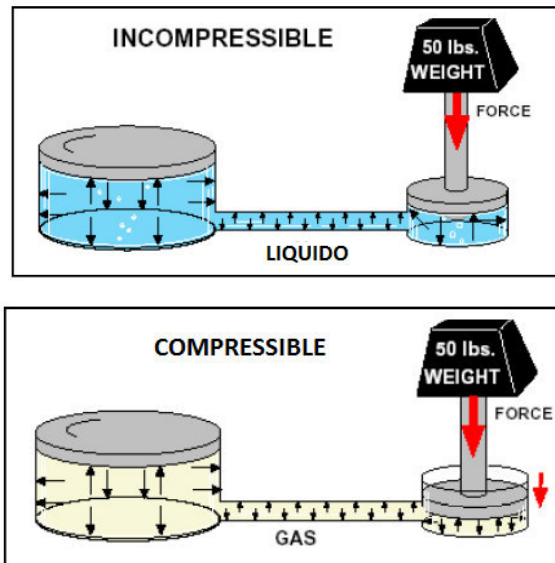
2.2.1 PRINCIPIO DE PASCAL

La ley más fundamental de la física referida a la oleohidráulica se denominada Ley de Pascal, dice:

<<La presión aplicada a un líquido confinado se transmite uniformemente en todas las direcciones, y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales >> (Cengel 2006:70)

En la siguiente figura 2.4 se muestra como complemento a este principio que los líquidos son prácticamente incompresibles, a diferencia de los gases que pueden comprimirse, los líquidos como los sólidos, no experimentan una reducción significativa de su volumen al verse sometido a presión.

Figura 2.4. Principio de los fluidos

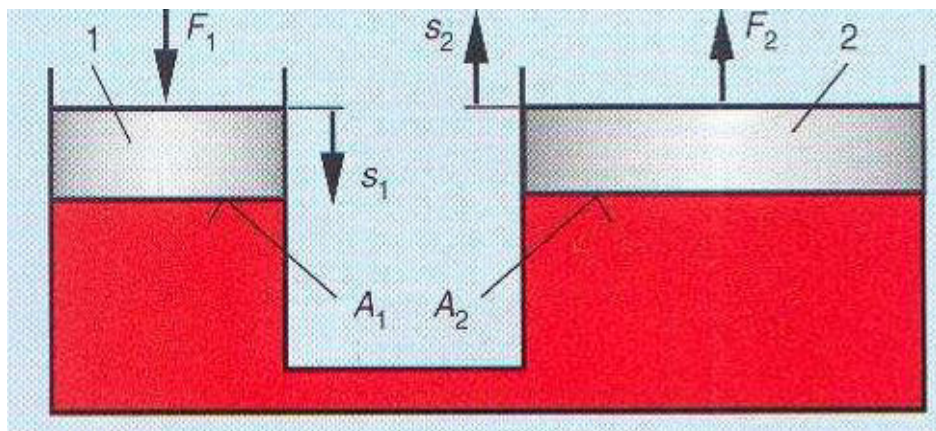


Fuente: Manual del estudiante de oleohidráulica, 2013.

Transmisión de Fuerzas.

Dado que la presión se reparte uniformemente en todas direcciones, la forma del recipiente en los sistemas oleohidráulicos carece de importancia. En la figura 2.5 se puede observar la presión hidrostática.

Figura 2.5. Transmisión de fuerzas



Fuente: Fundamentos y componentes de la oleohidráulica–Exner.

Cuando la fuerza F_1 actúa sobre la superficie A_1 se produce la presión

$$p = \frac{F_1}{A_1}$$

La presión p actúa en cualquier lugar del sistema, también sobre la superficie A_2 . La fuerza alcanzable F_2 (sinónimo de la carga a elevar) es:

$$F_2 = pA_2$$

De modo que:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \text{ó} \quad \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1}$$

Las fuerzas se comportan entre sí como las superficies.

Si a través de la fuerza F_1 y de la superficie A_1 fuese posible alcanzar la presión necesaria para superar la carga F_2 (a través de superficie), entonces la carga F_2 podrá ser elevada. (Las pérdidas por rozamiento se podrán despreciar.)

Los trayectos S_1 y S_2 de ambos pistones se comportan de modo inverso a las superficies.

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

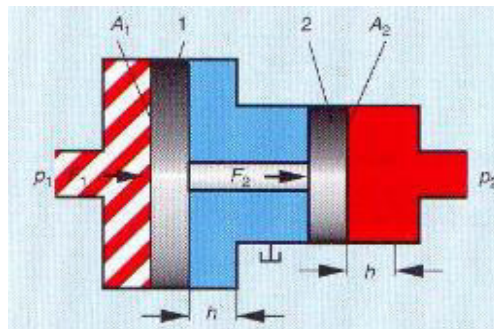
El trabajo del pistón de fuerza (1) W_1 es igual al trabajo del pistón de carga (2) W_2 .

$$W_1 = F_1 S_1 \quad W_2 = F_2 S_2$$

Transmisión de presión.

Mediante una barra se han unido firmemente entre sí dos pistones de distintos tamaños. Si sobre la superficie A_1 actúa una presión p_1 , en el pistón (1) se obtiene la fuerza F_1 . La fuerza F_1 se transmite a través de la barra sobre la superficie A_2 del pistón (2), produciendo allí la presión p_2 .

Figura 2.6. Transmisión de presión



Fuente: Fundamentos y componentes de la oleohidráulica—Exner.

Sin pérdidas por rozamiento es:

$$F_1 = F_2 \text{ y } p_1 A_1 = p_2 A_2$$

De este modo $p_1 A_1 = F_1$ y $p_2 A_2 = F_2$

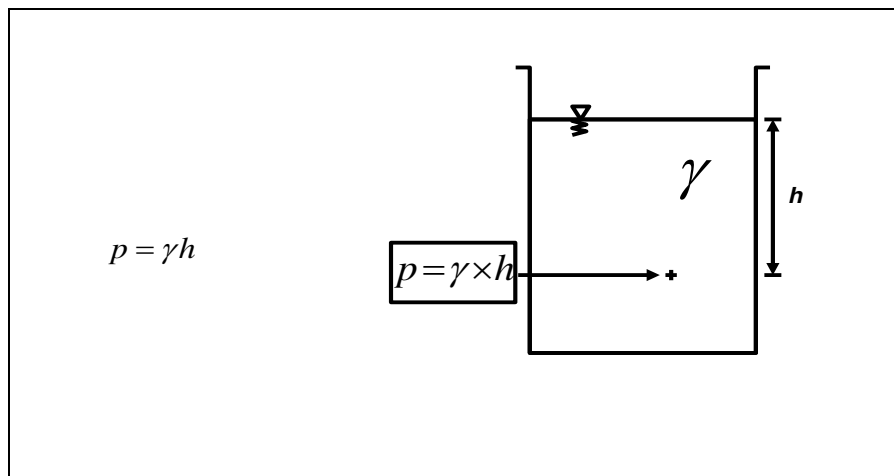
$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

En la transmisión de presión las presiones se comportan de modo inverso a las superficies.

Presión como consecuencia del peso del fluido.

El peso del fluido genera presión a una determinada altura de profundidad. El peso específico del fluido se evalúa como γ y la altura como h .

Figura 2.7. Notación de la presión en fluido en reposo



Fuente: Manual TECSUP, 2014.

Este parámetro en algunos casos es insignificante en oleohidráulica, ya que las alturas de los equipos es sólo del orden de pocos metros (los equipos oleohidráulicos son muy compactos). El peso específico del aceite varía al cambiar su viscosidad. Sin embargo, el peso específico de la mayoría de los aceites hidráulicos varía de 0.88 a 0.93 kp/cm³.

2.2.2 CONSERVACIÓN DE LA MASA

El principio de conservación de la masa es uno de los principios más fundamentales de la naturaleza donde afirma que la masa, como la energía, es una propiedad que se conserva y no se puede crear ni destruir en el transcurso de un proceso. La relación de conservación de la masa, se expresa como:

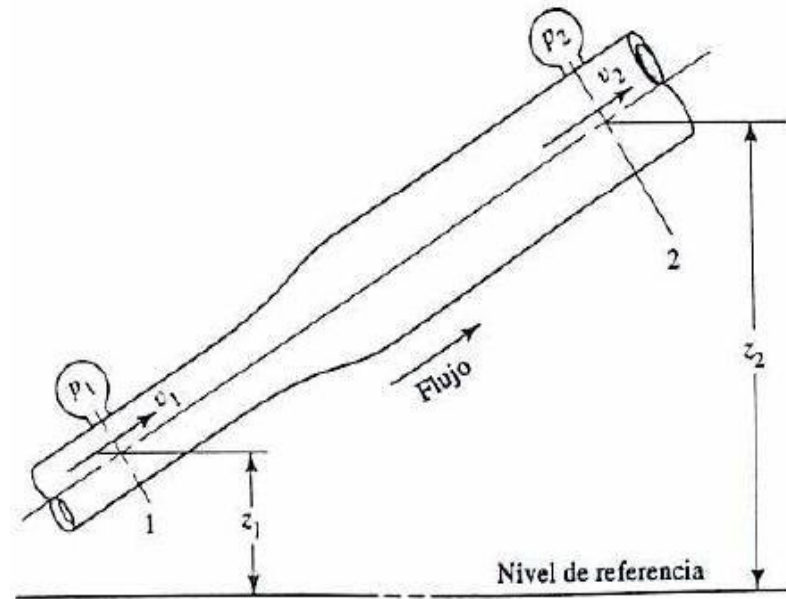
$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho v A = \rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 = cte \quad (2.10)$$

Para los sistemas cerrados, el principio de conservación de la masa se usa de manera implícita cuando se necesita que la masa del sistema permanezca constante durante el proceso. Sin embargo, para los volúmenes de control, la masa puede cruzar fronteras y, por consiguiente, se debe considerar la razón de la masa que entra y que sale del volumen de control.

2.2.3 ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

El método para calcular la velocidad de flujo de un fluido en un sistema de conducción cerrado, depende del principio de continuidad. Considere el tubo de la figura 2.8.

Figura 2.8. Parte de un sistema de distribución de fluido



Fuente: Robert Mott, 2006.

La ecuación de continuidad expresa la conservación de la masa del fluido a través de las distintas secciones de un tubo de corriente; como muestra la figura 2.8 con arreglo al principio de conservación de masa, ésta no se crea ni se destruye entre la sección A_1 y A_2 .

Por lo tanto, la ecuación de continuidad será:

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (2.11)$$

Si el fluido que se encuentra en el tubo de la figura 2.8 es un líquido que puede ser considerado incompresible, entonces los términos ρ_1 y ρ_2 de la ecuación 2.11 son iguales. La ecuación de continuidad para líquidos, entonces queda:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2$$

O, puesto que

$$\dot{V} = v A \quad (2.12)$$

Tenemos:

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2$$

Esta ecuación indicada es la ecuación de continuidad aplicada a líquidos; establece que para un fluido estable, el caudal es el mismo en cualquier sección.

2.2.4 ECUACIÓN DE BERNOULLI

Dadas las altas presiones empleadas en oleohidráulica, la ley de la conservación de la energía se puede simplificarse sin temor a que en la práctica tal reducción de la ecuación represente valores significativos en los resultados obtenidos. Así pues, pueden perfectamente omitirse las diferencias de nivel o alturas de las secciones y las diferencias de energía térmica. La expresión quedará del siguiente modo una vez simplificada algunos términos que son comunes:

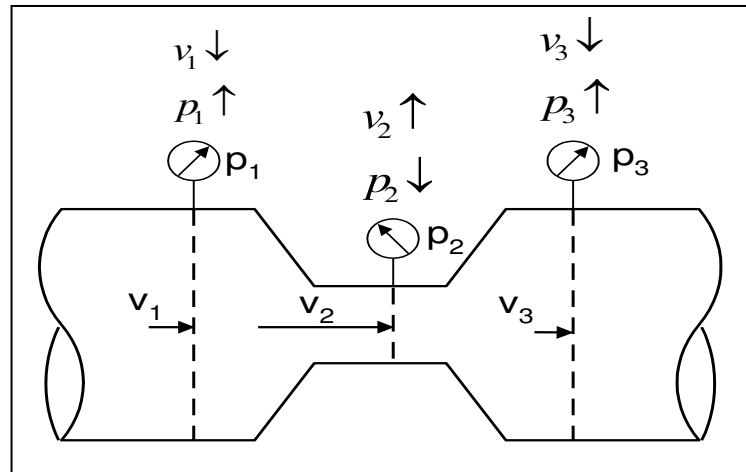
$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} = cte \quad (2.13)$$

A ésta se le conoce como ecuación de Bernoulli.

Teniendo en cuenta esta última expresión, en la práctica se cumple pues que toda disminución de sección en una conducción por donde discurre un fluido, se traduce en un aumento de la velocidad y, por tanto, en una disminución de la presión, y viceversa. Tal aclaración se pone de manifiesto en la figura 2.9 donde los manómetros instalados en las

últimas secciones, indicarán, presiones inversas a la velocidad del fluido, que a su vez, será inversamente proporcional a la dimensión de la sección del conducto en cuestión.

Figura 2.9. Variación de velocidad y de presión



Fuente: Manual TECSUP, 2014.

Entonces:

$$p \uparrow \Rightarrow v \downarrow \quad \text{Ensanchamiento y mayor Área}$$

$$p \downarrow \Rightarrow v \uparrow \quad \text{Estrangulamiento y menor área}$$

Al considerar la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli, se obtiene lo siguiente:

Sí por el estrangulamiento de la sección transversal aumenta la velocidad, aumenta la energía de movimiento. Dado que la energía total permanece constante, la energía de posición y/o la presión por estrangulamiento de la sección transversal deben reducirse.

La energía de posición permanece casi constante. Sin embargo, la presión estática varía en función de la presión dinámica, es decir en función de la velocidad del flujo.

En las instalaciones hidrostáticas la presión estática importa principalmente, dado que la altura del líquido y la velocidad de flujo por lo general son demasiadas bajas.

2.2.5 DESCRIPCIÓN DEL MOVIMIENTO DE FLUIDOS

En la descripción de un campo de flujo, es conveniente pensar en partículas individuales de masa pequeña que ocupan un volumen pequeño ΔVol que se mueve con el flujo.

El estudio del movimiento individual de estas partículas, en función del tiempo presenta su posición, la velocidad y aceleración denotado por $s(t), v(t)$ y $a(t)$, (descripción de lagrangiana del movimiento). La aplicación de este tipo de descripción para el flujo de fluidos se hace demasiado tediosa debido a la gran cantidad de partículas que pueden conformar un fluido. Por tanto es necesario optar por otro tipo de descripción. Una alternativa es tomar un punto en el espacio y estudiar las partículas que pasan por el punto, observando la razón de cambio de la velocidad de las partículas al pasar por el punto, es decir $\frac{dv}{dx}, \frac{dv}{dy}$ y $\frac{dv}{dz}$, y determinar si la velocidad cambia con el tiempo en ese punto, o $\frac{dv}{dt}$, (descripción euleriana del movimiento), donde las propiedades del flujo de fluido son función del espacio y del tiempo, que en forma cartesiana se expresa la velocidad de flujo como $\vec{v} = v(x, y, z, t)$.

Si las cantidades de interés no dependen del tiempo, es decir $\vec{v} = v(x, y, z)$, se dice que se tiene un flujo estable o estacionario.

Clasificación de los flujos de fluidos.

De las variadas clasificaciones de los fluidos (según la mecánica de fluidos), se pueden clasificar según:

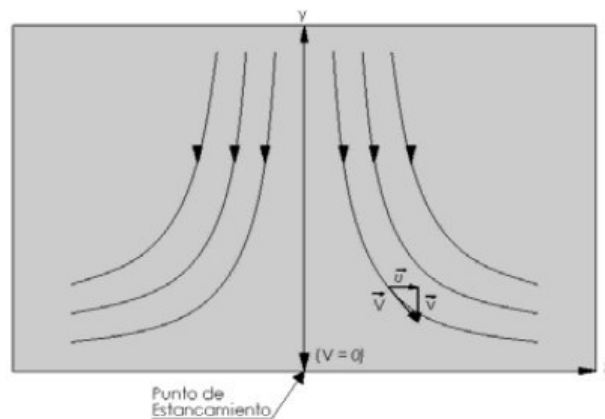
Flujos unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales.

En la descripción euleriana del movimiento el vector velocidad en general, depende de cuatro variables así, tres coordenadas espaciales (x, y, z) ; y de la variable de tiempo (t) ; es decir $\vec{v} = v(x, y, z, t)$. Este es un flujo tridimensional, incluso si se supone que el flujo es estable (su comportamiento no depende del tiempo), es decir $\vec{v} = v(x, y, z)$.

En la mayoría de las aplicaciones de ingeniería, es aproximar los flujos en 3D a flujos bidimensional. En general, un flujo bidimensional es un flujo en el que el vector velocidad solo depende de dos coordenadas espaciales; es decir $\vec{v} = v(x, y)$.

En la figura 2.10 se muestra un flujo de estos en particular. Este flujo es normal a la superficie plana; el fluido se frena y finalmente se detiene en el punto de estancamiento. Las dos componentes de la velocidad u y v dependen solo de x y y ; es decir que $u = u(x, y)$ y $v = v(x, y)$ en un flujo plano.

Figura 2.10. Flujo plano, de punto de estancamiento

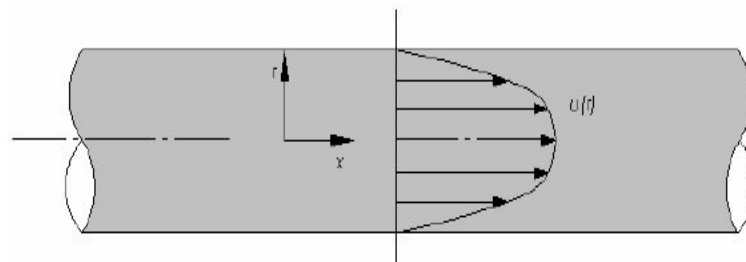


Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

Un flujo unidimensional es un flujo en el que el vector velocidad solo depende de una sola variable espacial “Tales flujos se dan en tuberías largas y rectas”, como se muestra en la figura 2.11. La velocidad en la tubería solo varía con r , $u = u(r)$.

Incluso si el flujo es inestable de modo que $u = u(r, t)$; como sería la situación durante el arranque de un círculo hidráulico, el flujo es 1D.

Figura 2.11. Flujo unidimensional en una tubería

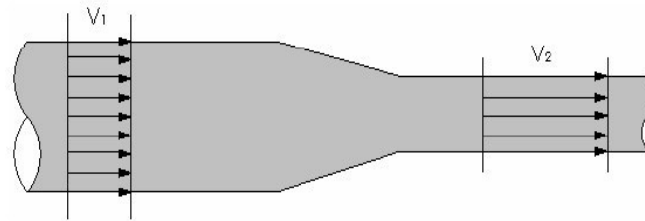


Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

El flujo que se muestra en la figura 2.11 también puede llamarse flujo desarrollado; es decir que el perfil de velocidad no varía con respecto a la coordenada espacial en la dirección del flujo. Esto exige que la región de interés este a una distancia apreciable de una entrada o de un cambio repentino en la geometría.

En muchos de los problemas en la ingeniería de la mecánica de fluidos, un campo de flujo se puede simplificar a un flujo uniforme, la velocidad y otras propiedades del fluido son constantes en toda el área de sección, lo cual ocurre con frecuencia. Ejemplos de tales flujos son uno a velocidad relativamente alta en una sección de tubería, y un flujo en una corriente. La velocidad media podría cambiar de una sección a otra; las condiciones de flujo solo dependen de la variable espacial en la dirección de flujo. La representación de la velocidad se muestra en la figura 2.12. En el caso de conductos largos, sin embargo podría ser necesario considerar la variación hidrostática en la presión de flujo.

Figura 2.12. Perfiles de velocidad uniformes



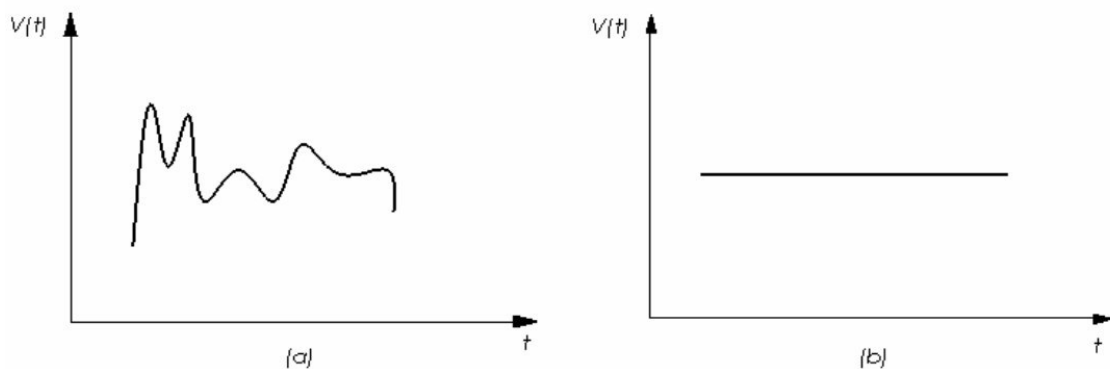
Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

Flujos laminares y turbulentos.

Respecto a la velocidad de circulación del fluido, y de acuerdo a cómo se comportan las partículas en su desplazamiento, pueden considerarse dos tipos de régimen: el régimen laminar y turbulento.

En un flujo laminar el fluido se mueve sin que haga una mezcla satisfactoria de partículas de fluido vecinas. Los esfuerzos cortantes viscosos siempre afectan los flujos laminares. El flujo puede depender considerablemente del tiempo, como se puede ver en el gráfico 2.7 (a), o puede ser estable como se muestra en el gráfico 2.7 (b).

Gráfico 2.7. La velocidad en función del tiempo en un flujo laminar;(a) flujo inestable;(b) flujo estable

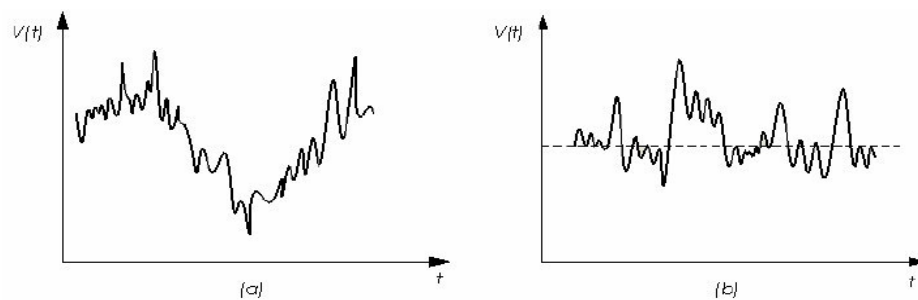


Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

En un flujo turbulento los movimientos del fluido varían de forma irregular, de modo que las cantidades como la velocidad y la presión exhiben variaciones aleatorias con las

coordenadas de espacio y con el tiempo. Las cantidades físicas a menudo se describen mediante promedios estadísticos. En este sentido se puede definir un flujo turbulento estable como un flujo en el que las cantidades físicas promediadas en el tiempo no varían con este. En el gráfico 2.8 se muestra el comportamiento de la velocidad instantánea en un flujo turbulento inestable y en uno estable.

Gráfico 2.8. La velocidad en función del tiempo en un flujo turbulento;(a) flujo inestable;(b) flujo estable



Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

La razón por la cual un flujo puede ser laminar o turbulento tiene que ver con lo que sucede ante una pequeña alteración del flujo, una perturbación de los componentes de velocidad. La alteración de flujo puede aumentar o disminuir. Si una perturbación en un flujo laminar aumenta (es decir, el flujo es inestable), puede volverse un flujo turbulento; si la perturbación disminuye el flujo seguirá siendo laminar.

El régimen de flujo depende de tres parámetros físicos que describen las condiciones de flujo. Estos parámetros son:

- La longitud del campo de flujo, como el diámetro de una tubería. Si dicha escala es lo suficientemente grande, una perturbación del flujo podría aumentar y el flujo podría volverse turbulento.
- El segundo parámetro es una escala de velocidad, si la velocidad es lo suficientemente alta, el flujo podría ser turbulento.

- El tercer parámetro es la viscosidad cinemática; si esta es lo suficientemente baja, el flujo puede ser turbulento.

La combinación de estos tres parámetros se utiliza en la ingeniería para predecir el régimen del flujo. Esta cantidad es llamada número de Reynolds (Re) y se define como:

$$Re = \frac{vD\rho}{\mu} = \frac{vD}{\nu} \quad (2.14)$$

El número de Reynolds más utilizado en ingeniería, que define si el flujo es laminar o turbulento es:

- Para flujo laminar $Re < 2400$
- Para flujo turbulento $Re > 2400$

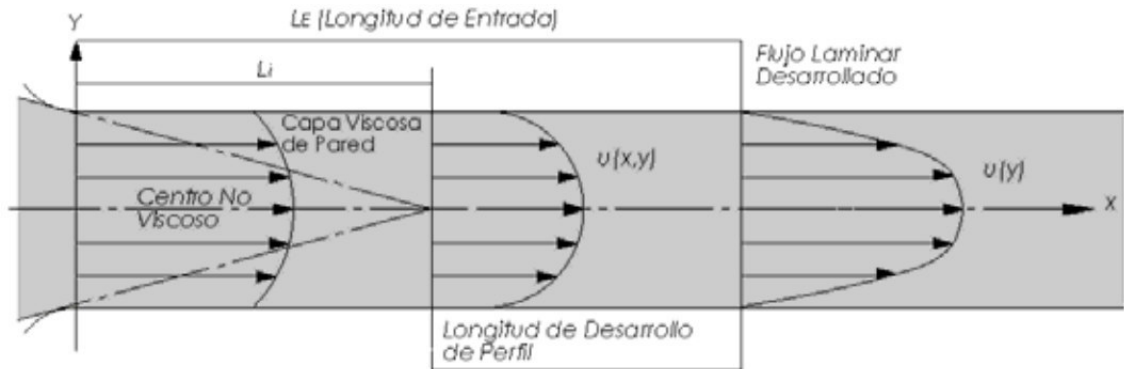
2.2.6 FLUJOS INTERNOS

Los flujos internos son especialmente importantes para la ingeniería de la mecánica de fluidos, y en particular para el desarrollo de este proyecto de grado, pues el flujo en una tubería es sin duda el flujo interno más común en la aplicación de los fluidos y de los sistemas oleohidráulicos.

Flujo de entrada y flujo desarrollado.

Al considerar flujos internos, nos interesan primordialmente los flujos desarrollados dentro de conductos, Nos enfocaremos primero en los flujos laminares. Se produce un flujo desarrollado cuando el perfil de velocidad deja de cambiar en la dirección de flujo. En la región de entrada de un flujo laminar el perfil de velocidad cambia en la dirección del flujo, como se puede ver en el gráfico 2.9.

Gráfico 2.9. Flujo de entrada laminar en una tubería



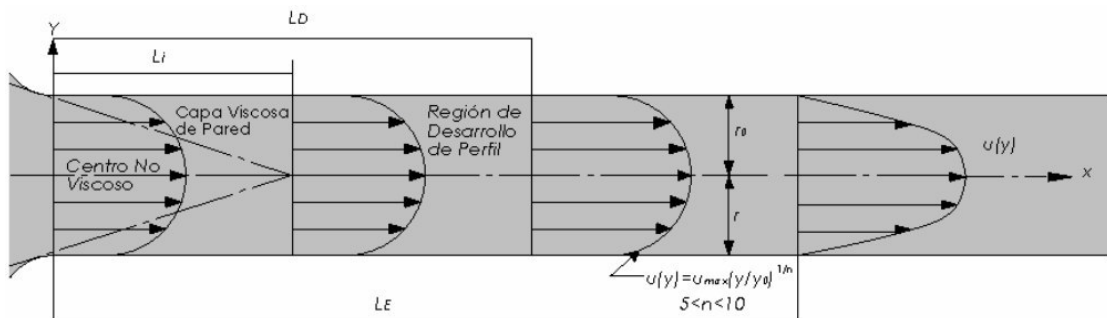
Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

En el caso de flujo laminar en una tubería circular con un perfil uniforme en la entrada, la longitud de entrada está dada por:

$$\frac{L_E}{D} = 0.065 \text{ Re}$$

En caso de flujo turbulento, como se muestra en el gráfico 2.10; la situación es distinta. Se obtiene un flujo desarrollado cuando todas las características del flujo dejan de cambiar en la dirección de este.

Gráfico 2.10. Desarrollo de perfil de velocidad en un flujo turbulento en tuberías



Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

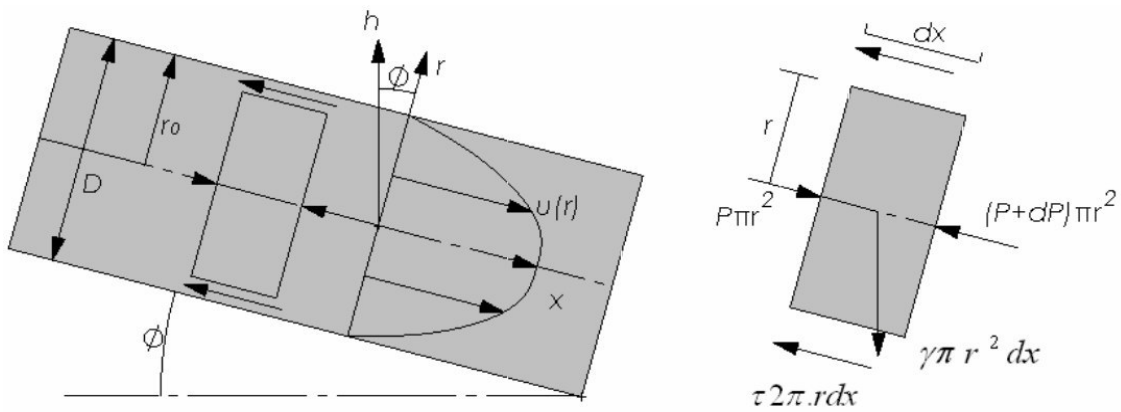
En flujos dentro de tuberías con $\text{Re} > 10^5$ las pruebas arrojan que:

$$\frac{L_i}{D} \cong 10 \quad \frac{L_D}{D} \cong 40 \quad \frac{L_E}{D} \cong 120$$

Flujo laminar en tuberías.

En el gráfico 2.11 se muestra un ejemplo esquemático del flujo laminar desarrollado e incompresible y estable en una tubería. Se puede considerar como un volumen de control, o podemos tomarlo como una masa de control infinitesimal para estudiar las fuerzas que están actuando:

Gráfico 2.11. Flujo desarrollado en una tubería



Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

Donde la distribución de velocidad (Cengel 2006:327) es:

$$u(r) = \frac{r^2}{4\mu} \frac{d}{dx} (p + \gamma h) (r^2 - r_0^2) \quad (2.15)$$

Así, la distribución de velocidad presenta un perfil parabólico. La ecuación anterior se conoce como flujo de Poiseuille.

También se tiene que para un flujo laminar en tubería, el factor de fricción está definido por:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.16)$$

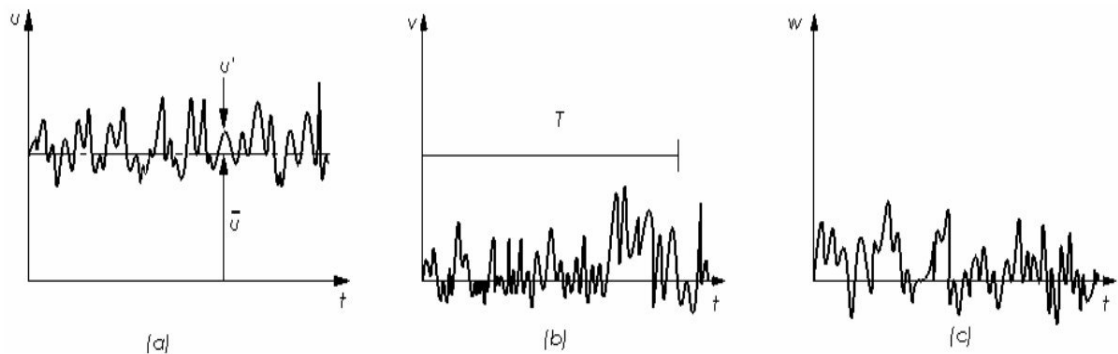
Flujo turbulento en tuberías.

Se presenta siempre que el número de Reynolds excede el valor 4000. Este tipo de flujo se tiene en muchas situaciones de ingeniería. La característica principal que presenta este tipo de flujo radica en las velocidades, las tres componentes son distintas de cero y fluctúan de forma aleatoria; por tal razón se busca analizar cada una de ellas como una cantidad promedio.

Sea u , v y w las componentes de la velocidad, y se definen de la siguiente manera:

$$u = \bar{u} + u' \quad v = \bar{v} + v' \quad w = \bar{w} + w'$$

Gráfico 2.12. Componentes de velocidad en flujo turbulento en una tubería: (a) componente x de la velocidad; (b) componente r de la velocidad; (c) Componente θ de la velocidad



Fuente: Cengel y Cimbala, 2006.

Donde \bar{u} , \bar{v} y \bar{w} representan las partes promedio temporal y u' , v' y w' representan la parte fluctuante. Tomando u como ejemplo, el promedio temporal se define como:

$$\bar{u} = \frac{1}{T} * \int_0^T u(t)dt$$

El perfil de velocidad promedio depende en gran medida de la altura media de la aspereza ℓ de la pared la cual se presenta en todos los materiales, uno en mayor proporción que en otro y se considera que el plástico y el vidrio presentan un $\ell=0$.

En la tabla 2.3 se listan de ℓ , para algunos materiales.

Tabla 2.3. Valores de rugosidad “ ℓ ” para algunos materiales de ingeniería

Material	e (ft)	e (mm)
Acero asfaltado	0,00005	0,015
Acero laminado nuevo	0,00016	0,05
Acero laminado oxidado	0,0005 - 0,00082	0,15 - 0,25
Acero remachado	~0,01	3
Acero soldado nuevo	0,0001 - 0,00033	0,03 - 0,1
Acero soldado oxidado	0,0013	0,4
Cobre o latón estirado	0,000005	0,0015
Concreto	~0,001 - 0,01	0,3 - 3
Fundición corriente nueva	0,00082	0,25
Fundición corriente oxidada	0,0033 - 0,005	1 - 1,5
Fundición asfaltada	0,0004	0,12
Hierro colado	0,00085	0,26
Hierro galvanizado	0,0005 - 0,00066	0,15 - 0,2
Hierro forjado	0,00015	0,046
Latón industrial	0,000082	0,025
Madera	~0,001	0,3
PVC	0,000023	0,007
Tubo estirado	0,000005	0,0015
Vidrio	Liso	Liso

Fuente: Rico y Hadechini, 2008.

2.2.7 PÉRDIDAS DE FLUJO OLEOHIDRÁULICO

Particularmente con respecto a los sistemas oleohidráulicos, la pérdida de flujo como tal no se reporta, en vez de esto, se reporta la magnitud de la caída de presión al fluir el fluido a una cierta velocidad de flujo y conductos circulares.

Las pérdidas se dividen en pérdidas en conducciones o tuberías (pérdidas por fricción) debido a la fricción de las paredes internas de las tuberías en proporciones del área constante del sistema y en pérdidas de carga localizadas (pérdidas singulares) debido al cambio de dirección del vector velocidad en los accesorios de las líneas de conducción.

Pérdidas por fricción.

Las pérdidas en tuberías son muy importantes, si conocemos dichas pérdidas podemos calcular el cambio de presión en la tubería. Es acertado pensar que las pérdidas en tubería dependen en gran medida de la longitud L y el diámetro D de esta, además de la velocidad del fluido v y del factor de fricción f .

Por la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_{L_f} = f \frac{Lv^2}{2gD} \quad (2.17)$$

Un análisis de las variables que intervienen en el factor de fricción de Darcy nos da que:

$$f = f\left(\frac{\rho v D}{\mu}, \frac{e}{D}\right)$$

Existen datos experimentales que relacionan el factor de fricción con el número de Reynolds en flujo plenamente desarrollados en tuberías con una amplia gama de asperezas de pared. Estos datos se muestran en el diagrama de Moody en la gráfica del anexo 1.

Además, existen ecuaciones empíricas que representan el diagrama de Moody para $Re > 4000$:

Para el régimen turbulento liso se utiliza la ecuación de Karmann-Prandtl:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0.86 \ln \left(Re \sqrt{f} \right) - 0.8 \quad (2.18)$$

Para el régimen turbulento intermedio se utiliza la ecuación de Colebrook simplificada:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0.86 \ln \left(\frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.19)$$

Para el régimen turbulento rugoso se utiliza la segunda ecuación Karmann-Prandtl:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.86 \ln \left(\frac{e}{3.7D} \right) \quad (2.20)$$

Pérdidas Singulares.

Los sistemas de tuberías normalmente incluyen válvulas, codos, ensanchamientos, contracciones, entradas, salidas, flexiones, entre otras características que causan pérdidas adicionales, llamadas pérdidas puntuales. Cada uno de estos elementos causa un cambio

en la magnitud y/o dirección de los vectores de velocidad y por lo tanto produce una pérdida; las cuales están asociadas a la forma de los elementos.

Para analizar las pérdidas singulares se hace necesario expresarlas en términos de un coeficiente de pérdida k , y se define por:

$$h_{L_s} = K \frac{v^2}{2g} \quad (2.21)$$

Experimentalmente se han determinado valores de K para los diferentes complementos y cambios de geometría que interesan en los sistemas de tubería.

Las excepciones son la expansión repentina y la contracción repentina del área A_1 al A_2 , en las cuales se puede calcular la pérdida por medio de las ecuaciones respectivamente.

$$K = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (2.22)$$

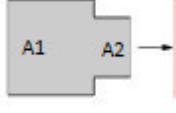
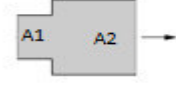


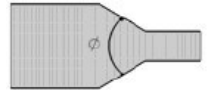
$$K = \left(1 - \frac{A_c}{A_2}\right)^2 \left(\frac{A_2}{A_c}\right)^2 \quad (2.23)$$

A la vena contracta se tiene $A_c = C_c A_2$ donde C_c es el coeficiente de contracción y es

$$C_c = 0.62 + 0.38 \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^3$$

En la tabla 2.4 se dan valores del coeficiente de pérdidas para algunas geometrías.

Tabla 2.4 Coeficientes de pérdida K nominales

Tipo de Aditamento		K	
Contracción repentina		Relación de áreas	
		2:1	0.25
		5:1	0.41
		10:1	0.46
Ensanchamiento repentino		$\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$	
Esquina de ingreso a 90°	(Sin Alabes) 	1.10	
	(Con Alabes) 	0.20	
Contracción general		(Angulo incluido 30°)	0.02
		(Angulo incluido 70°)	0.07
T por salida lateral		1.80	
Codo a 90° de radio corto (con bridas)		0.90	
Codo a 90° de radio normal (con bridas)		0.75	
Codo a 90° de radio grande (con bridas)		0.60	
Codo a 45° de radio corto (con bridas)		0.45	
Codo a 45° de radio normal (con bridas)		0.40	
Codo a 45° de radio grande (con bridas)		0.35	

Fuente: Elaboración propia.

2.3 SISTEMA OLEOHIDRÁULICO

Un sistema oleohidráulico es un mecanismo que comprende un conjunto interconectado de componentes separados que transporta aceite presurizado. En pocas palabras se puede determinar como un método de aplicación de fuerzas a través de la presión que ejerce el fluido. La presión de éste fluido es generada por un motor eléctrico o uno de combustión interna que, bien utilizando bombas para el caso de aceite, se eleva la presión del fluido hasta hacerla utilizables por los distintos dispositivos consumidores.

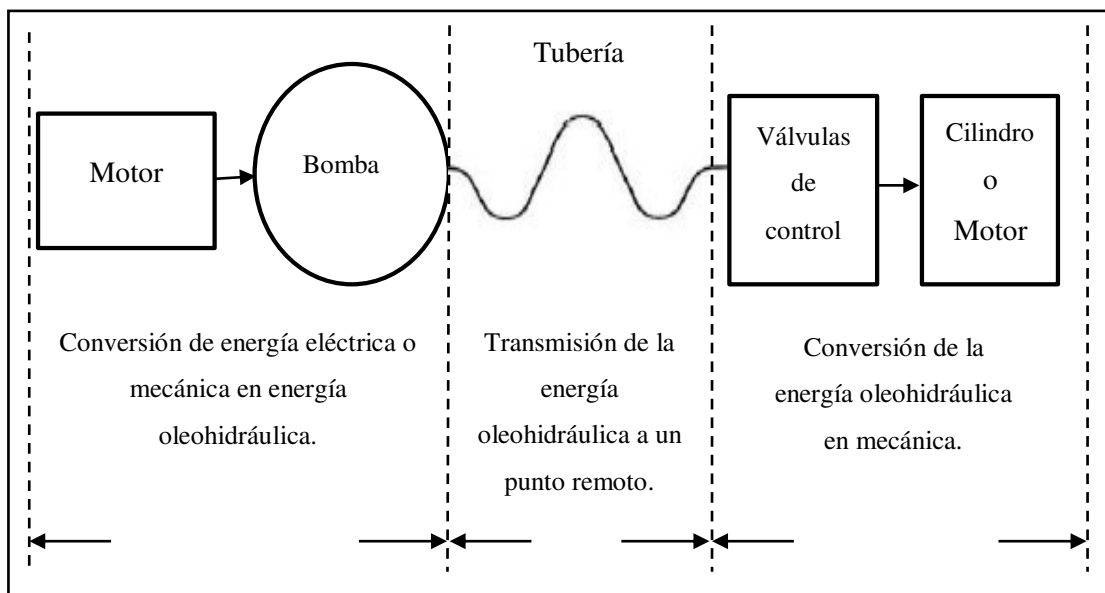
Emplea tuberías para el transporte del fluido y se eleva el fluido a una determinada presión para producir un trabajo. Se puede afirmar que la línea divisora al emplear este fluido se encuentra sobre todo en las fuerzas o torque que ejerce , entre 20 y 350 bar.

2.3.1 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA OLEOHIDRÁULICA

Es un sistema en el cual se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través de la circulación de aceite presurizado en un circuito.

El sistema se divide en tres grandes etapas que observamos en los siguientes diagramas de bloques del gráfico.

Gráfico 2.13. Etapas de generación de la energía oleohidráulica



Fuente: Manual TECSUP, 2014.

Comenzando desde la izquierda del gráfico, la primera sección corresponde a la conversión de energía eléctrica y/o mecánica en un sistema de energía oleohidráulica. Un motor eléctrico, de explosión o de otra naturaleza está vinculado a una bomba, a cuya salida se obtiene un cierto caudal a una determinada presión. En la parte central del diagrama, el fluido es conducido a través de tuberías al lugar de utilización.

A la derecha en el diagrama, el aceite presurizado en movimiento produce una reconversión en energía mecánica mediante su acción sobre un cilindro o un cilindro hidráulico. Con las válvulas se controla la dirección del movimiento, la velocidad y la potencia a la salida del motor o cilindro.

De manera específica de acuerdo al diagrama se puede identificar las partes que permiten distinguir el flujo energético en el sistema oleohidráulico.

Bomba o compresor: Unidad de transformación de energía mecánica en energía del fluido. La energía mecánica es el movimiento rotacional que entrega la toma de fuerza al eje de la bomba y el motor de combustión interna respectivamente.

Válvulas de control: Encargadas del control de presión y caudal de la energía oleohidráulica.

Actuadores: Transforman la energía de la energía oleohidráulica y neumática en energía mecánica.

¿Por qué los cambios energéticos?

Los cambios del flujo energético se producen según las necesidades reales que justifican la presencia del sistema oleohidráulico en el cual se toma en consideración principalmente la velocidad, presión, torque, potencia y eficiencia. Teniendo así como ventaja la versatilidad de estos fluidos.

2.3.2 SÍMBOLOS GRÁFICOS OLEOHIDRÁULICOS

El funcionamiento del sistema oleohidráulico se representa mediante circuitos en los planos que emplean símbolos normalizados de uso universal. Estos símbolos muestran de

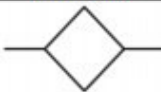
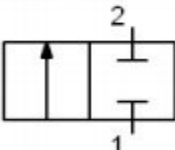
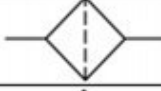
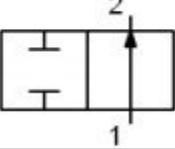

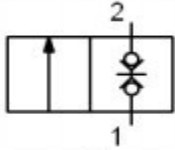
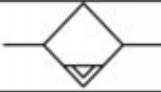
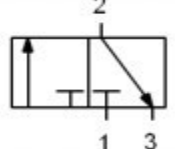

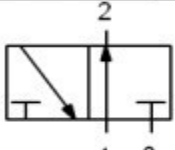
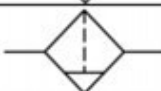
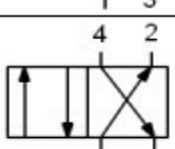
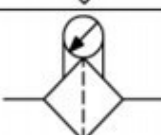
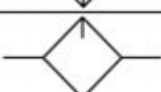
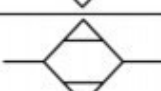
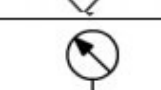
la forma más simple e inteligente posible, la función que cada componente oleohidráulico desempeña.

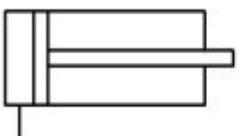
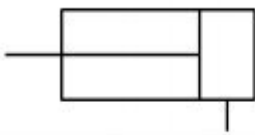
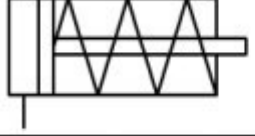
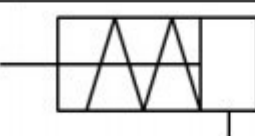
La interrelación del sistema es requerido para el entendimiento de la operación del sistema.

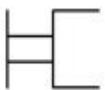
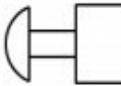
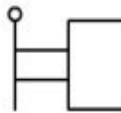

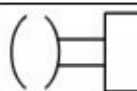


Los principios de simbolización utilizada en los circuitos de los sistemas de transmisiones han sido normalizados por la entidad *Internation Organization Standarization* que utiliza las siglas ISO, en este caso se trata de la norma ISO 1219.

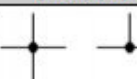






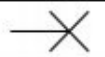

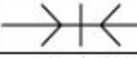
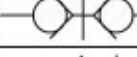
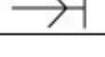
Están divididas en grupos según su función que cumplen los distintos elementos. Existen algunos símbolos no normalizados aún, pero de uso corriente en la práctica, y lo suficientemente representativos como para identificar a través de ellos la función que desempeñan. A continuación, se muestran algunos símbolos más usados en los circuitos y los demás serán mostrados en el anexo 2.

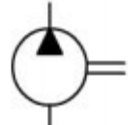
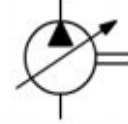
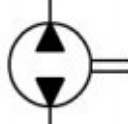
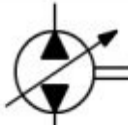
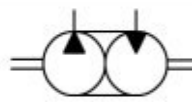
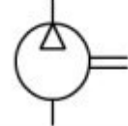



Figura 2.13. Símbolos oleohidráulicos

Símbolo	Descripción	Símbolo	Descripción
	Unidad de mantenimiento, símbolo general.		Válvula 2/2 en posición normalmente cerrada.
	Filtro.		Válvula 2/2 en posición normalmente abierta.
	Drenador de condensado, vaciado manual.		Válvula 2/2 de asiento en posición normalmente cerrada.
	Drenador de condensado, vaciado automático.		Válvula 3/2 en posición normalmente cerrada.
	Filtro con drenador de condensado, vaciado automático.		Válvula 3/2 en posición normalmente abierta.
	Filtro con drenador de condensado, vaciado manual.		Válvula 4/2.
	Filtro con indicador de acumulación de impurezas.		
	Lubricador.		
	Secador.		
	Manómetro.		

Símbolo	Descripción
	Cilindro de simple efecto, retorno por esfuerzos externos.
	Cilindro de simple efecto, retorno por esfuerzos externos.
	Cilindro de simple efecto, retorno por muelle.
	Cilindro de simple efecto, retorno por muelle.

Símbolo	Descripción
	Mando manual en general, pulsador.
	Botón pulsador, seta, control manual.
	Mando por palanca, control manual.
	Mando por pedal, control manual.
	Mando por llave, control manual.
	Mando con bloqueo, control manual.
	Muelle, control mecánico.

Símbolo	Descripción
	Unión de tuberías.
	Cruce de tuberías.
	Manguera.
	Acople rotante.
	Línea eléctrica.
	Silenciador.
	Fuente de presión, hidráulica, neumática.
	Conexión de presión cerrada.
	Línea de presión con conexión.
	Acople rápido sin retención, acoplado.
	Acople rápido con retención, acoplado.
	Desacoplado línea abierta.

Símbolo	Descripción
	Bomba hidráulica de flujo unidireccional.
	Bomba hidráulica de caudal variable.
	Bomba hidráulica de caudal bidireccional.
	Bomba hidráulica de caudal bidireccional variable.
	Mecanismo hidráulico con bomba y motor.
	Compresor para aire comprimido.
	Depósito. Símbolo general.
	Depósito hidráulico.
	Depósito neumático.

Fuente: PortalFesto.

2.3.3 BOMBAS OLEOHIDRÁULICAS

En todo sistema oleohidráulico es preciso que exista un grupo de presión que genere la energía necesaria para mover los vástagos de los cilindros o ejes de los actuadores rotativos de los componentes que realizan el trabajo. El elemento fundamental en esos grupos es la bomba, encargada de transformar la energía mecánica proveniente del equipo de accionamiento en energía de fluido realmente siendo capaz de producir solamente caudal o flujo, el mismo que es utilizado. La bomba no genera presión, esta es originada por la resistencia al flujo. La resistencia al flujo es el resultado de una restricción o de una obstrucción en la trayectoria de mismo. Esta restricción es normalmente el trabajo logrado por el sistema oleohidráulico, pero puede ser también debido a restricciones de líneas y de válvulas dentro del sistema. Mientras que la bomba proporciona flujo, transmite una fuerza al líquido. Dado que el flujo de líquido encuentra resistencia, esta fuerza se vuelve una presión. Así, la presión es controlada por la carga impuesta sobre el sistema o la acción de un dispositivo regulador de presión. Estas son las bombas hidrostáticas o de desplazamiento positivo utilizadas en aplicaciones de altas presiones. Teniendo en cuenta las presiones de trabajo, y haciendo una división generosa y poco rígida, consideraremos como circuitos de baja presión a los que funcionan con presiones hasta 70 bar; de media presión a los que hacen entre los 70 bar y los 180 bar, y de alta presión, a los circuitos que funcionan con presiones superiores a los 180 bar mencionados. La mayoría de las bombas de desplazamiento positivo pueden levantar fluido alrededor de 8m y se les llama autoarrancables.

Una bomba debe tener una fuente continua de líquido disponible en el puerto de entrada para suministrar el líquido al sistema. El proceso de transformación de energía se efectúa en dos etapas:

Succión:

La línea de succión se refiere a todas las partes del sistema de flujo desde la fuente del fluido hasta la entrada de la bomba. Normalmente la entrada de una bomba está cargada

con aceite, debido a la diferencia de presiones entre el depósito y la entrada de la bomba. Generalmente la presión en el depósito es la presión atmosférica, que es de 14.7 psi (1.01 bar). Es, pues necesario tener un vacío parcial o una presión reducida a la entrada de la bomba, para que ésta pueda aspirar aceite. La presión de succión a la entrada de la bomba debe tener un valor más elevado que la presión a la cual se presentaría vaporización a la temperatura de operación del fluido. El término presión de vapor se utiliza para definir la presión en la superficie libre de un fluido debido a la formación de un vapor. La presión de vapor se eleva conforme la temperatura del fluido se eleva. Incluso si el aceite tiene buenas características de presión de vapor (como la mayoría de los aceites hidráulicos), una presión en la línea de entrada demasiado baja (alto vacío) permite que se evapore el aire disuelto en el aceite. Esta mezcla aire-aceite también es causa de problemas y de ruido pero es diferente de la cavitación. Si la bomba funciona a una velocidad demasiado elevada, aumenta la velocidad en la línea de entrada y también la condición de baja presión, lo que incrementa la posibilidad de cavitación.

Para la línea de succión se generan específicamente dos casos:

- Cuando el depósito de aceite esté situado encima

Como la bomba está situado en un nivel más bajo que el depósito, la fuerza de la gravedad complementa a la presión atmosférica sobre el depósito. Existe una presión positiva que fuerza el aceite hacia la bomba. Pero también se considera importante el peso específico del aceite en su efecto a la entrada de la bomba, donde el peso del aceite origina una presión de aproximadamente 0.4 psi (0.03 bar) en el fondo de una columna de aceite de un pie de altura (0.30 m), así pues, para estimar la presión en la parte inferior de cualquier columna de aceite se debe multiplicar su altura en pies por 0.4 psi.

- Cuando el depósito debajo de la entrada de la bomba

Si la bomba está situada por encima del nivel de aceite se necesita un vacío equivalente a 0.4 psi (0.03 bar) por metro para elevar el aceite hasta la entrada de la bomba. En realidad

el aceite no es elevado por el vacío, sino que la presión atmosférica impulsa el aceite contra el vacío creado a la entrada de la bomba cuando ésta está funcionando. El agua y varios fluidos hidráulicos inflamables son más pesados que el aceite y por consiguiente requieren más vacío por pie (0.30 m).

Si fuese posible crear un vacío completo en la entrada de la bomba se dispondría de 14.7 psi para impulsar al aceite. Sin embargo, prácticamente la diferencia de presión disponible es mucho menor. Uno de los motivos es que los líquidos se evaporan en un vacío, lo que introduce burbujas de gas en el aceite. Las burbujas son arrastradas a través de la bomba, desaparecen con fuerza considerable cuando se ven expuestas a la presión en la salida y causan daños que pueden perjudicar el funcionamiento de la bomba y reducir la vida útil. La mayoría de los fabricantes de bombas recomiendan un vacío que no exceda de 5 pulgadas de mercurio, el equivalente de aproximadamente 12.2 psi (0.84 bar) en la entrada de la bomba. Con una presión atmosférica de 14.7 psi (1.01 bar) disponible en el depósito esto deja solamente una diferencia de presión de 2.5 psi (0.17 bar) para impulsar el aceite hacia la bomba.

En resumen, para ambos casos, al comunicarse energía mecánica a la bomba, ésta comienza a girar y con esto se genera una disminución de presión en la entrada de la bomba, como el depósito de aceite se encuentra sometido a presión atmosférica, se genera entonces una diferencia de presiones lo que provoca la succión y con ello el impulso del aceite hacia la entrada de la bomba. Debe evitarse una elevación excesiva y las líneas de entrada de la bomba deben permitir que el aceite circule con un mínimo de resistencia. La mayoría de las bombas de desplazamiento positivo pueden levantar fluido alrededor de 8 m es por eso su designación como auto arrancables.

Descarga:

Al entrar aceite, la bomba lo toma y lo traslada hasta la salida y se asegura por la forma constructiva que el fluido no retroceda. Dado esto, el fluido no encontrará más alternativa

que ingresar al sistema que es donde se encuentra espacio disponible, consiguiéndose así la descarga.

Parámetros de la bomba.

Las bombas tienen los siguientes parámetros.

Volumen desplazado o de expulsión (DV).

El volumen desplazado o desplazamiento volumétrico es un parámetro que indica el tamaño de la bomba. Se refiere al volumen del fluido que es transportado por la bomba en cada giro o carrera. Este caudal es el resultado de la multiplicación del desplazamiento volumétrico por el número de revoluciones por minuto n .

$$\dot{V} = DVn \quad (2.24)$$

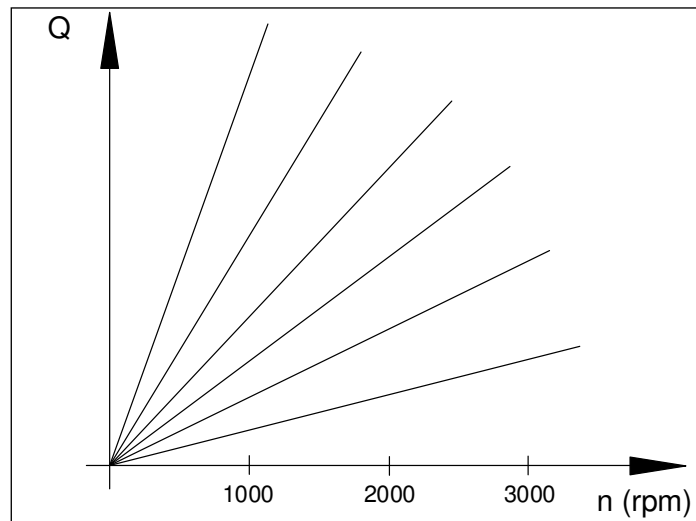
Revoluciones.

Las revoluciones de una bomba son un criterio importante de selección, ya que el caudal de transporte es determinado por las revoluciones n . Muchas bombas no deben rebasar ciertos márgenes de revoluciones.

El régimen de revoluciones más frecuente para la maquinaria estacionaria es de $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, ya que suelen ser accionadas por motores síncronos de corriente trifásica que dependen de la frecuencia de la red eléctrica.

El régimen de revoluciones para la maquinaria móvil en cambio es amplio (800 a 5000 rpm) tomándose como referencia de diseño a 1500 rpm.

Gráfico 2.14. Velocidades de giro



Fuente: Manual TECSUP, 2014.

Potencia.

La potencia que entrega al sistema oleohidráulico va permitir saber la rapidez o velocidad con la que se realiza la transferencia de energía.

$$P_{\text{entrega-bomba}} = p_{\text{bomba}} \dot{V}_{\text{bomba}} \quad (2.25)$$

Eficiencia.

Las bombas transforman la energía mecánica en energía hidráulica y en ese proceso se producen pérdidas expresadas mediante el grado de eficiencia.

Eficiencia volumétrica (η_v): Es la relación entre el caudal real que impulsa la bomba con respecto al caudal teórico determinado por el producto del desplazamiento volumétrico por el número de RPM.

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_{teórico}} \quad (2.26)$$

Eficiencia hidráulica - mecánica (η_{hm}) Es la relación entre la energía mecánica que entrega la bomba con respecto a la energía mecánica que recibe.

$$\eta_{hm} = \frac{E_{mecánicaquerecibe} - P_{érdidas}}{E_{mecánicaquerecibe}} \quad (2.27)$$

Eficiencia total (η_T): El grado de eficiencia total de una bomba se calcula multiplicando la eficiencia volumétrica (η_v) y la eficiencia hidráulico-mecánico (η_{hm}).

$$\eta_T = \eta_v \eta_{hm} \quad (2.28)$$

En general la eficiencia total de una bomba oleohidráulica oscila entre el 80% al 90%.

Curva característica de la bomba.

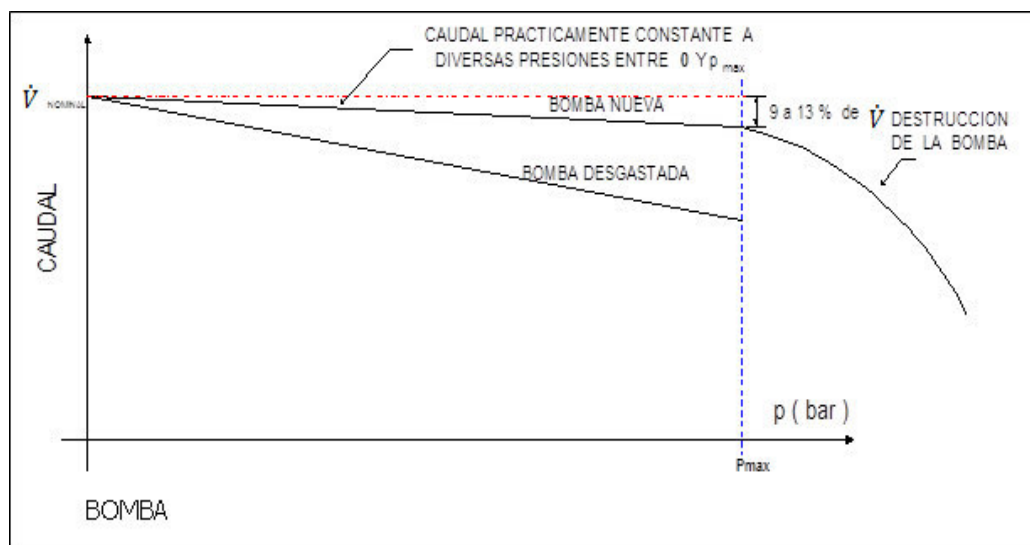
La curva característica de una bomba convencional (como la bomba de engranajes) es la representación del caudal que envía la bomba en función de la presión. La curva característica de una bomba de caudal constante presenta una pequeña caída de caudal en función del aumento de la presión. Esta caída de caudal es normal si se encuentra entre el 7 y 13% del caudal nominal y se debe a fugas internas necesarias para la lubricación de la bomba.

La curva característica de una bomba ofrece las siguientes informaciones:

- Si $p = 0$, la bomba rinde un caudal \dot{V} .
- Si $p > 0$, se mantiene prácticamente constante.
- Para una alta presión \dot{V} comienza a disminuir.
- La presión máxima que alcance la bomba estará dada por la presión que se logra cuando el caudal ha caído como máximo en 13% (en la práctica puede evaluarse en 10%).
- La curva también es un equivalente del grado de eficiencia volumétrica de la bomba.

El gráfico 2.15 muestra las curvas características de una bomba nueva y de una bomba desgastada (averiada). También se muestra una zona en la cual no debería trabajar la bomba bajo ningún motivo ya que la deterioraría gravemente.

Gráfico 2.15. Curva característica de la bomba



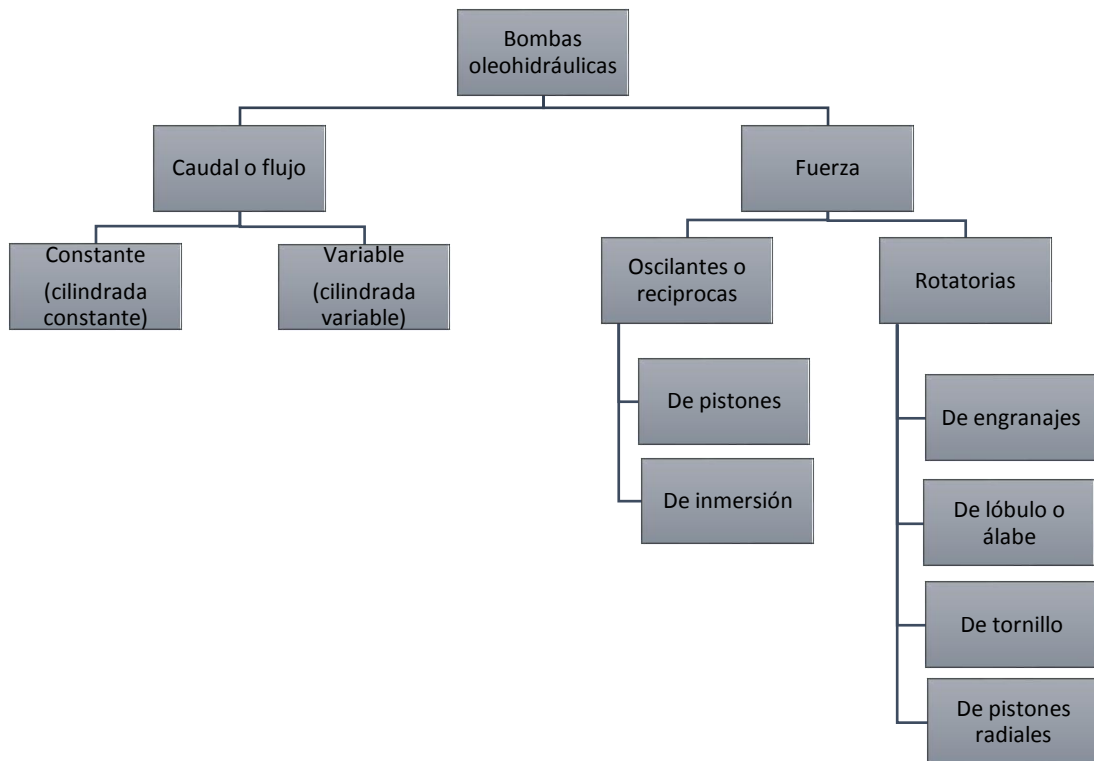
Fuente: Manual TECSUP, 2014.

Clasificación de las bombas.

La gran variedad de tipos existentes nos limita a mostrar las de más frecuente uso, que se pueden clasificar en dos grupos : uno en función del tipo de fuerza que se ha de aplicar para su funcionamiento; así las que trabajan absorbiendo una fuerza lineal las denominaremos bombas oscilantes, mientras las que necesitan un esfuerzo rotativo

aplicado a su eje las denominaremos bombas rotativas y otro es en función a la salida volumétrica que puede entregar a su puerto de salida en cierto periodo de tiempo a una velocidad dada.

Gráfico 2.16. Clasificación de las bombas oleohidráulicas



Fuente: Elaboración propia.

Bombas de caudal constante:

Son las que mueven un volumen constante o fijo de fluido en cada revolución de la bomba. Las bombas de engranajes y algunas bombas de paletas son bombas de caudal fijo.

Bombas de caudal variable:

Aunque todas las bombas pueden variar su caudal de salida simplemente variando la velocidad de trabajo, se entiende por bombas de caudal variable aquellas que,

manteniendo constante el régimen de funcionamiento, pueden variar el caudal de salida cambiando la geometría o el volumen de las cámaras de bombeo internas.

La variación de la cilindrada en estas bombas se consigue de diversas formas.

Bombas oscilantes o reciprocas:

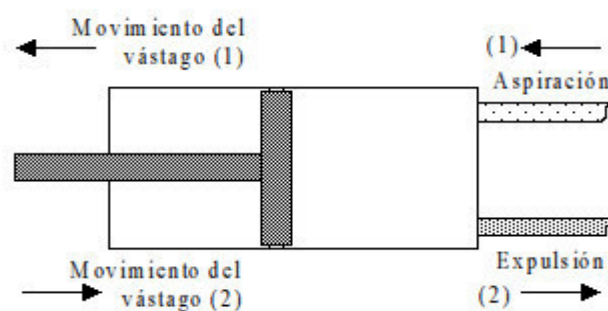
Las bombas oscilantes o reciprocas grafican claramente el principio de las bombas de desplazamiento positivo, ya que son el ejemplo más elemental de este tipo de bombas.

Bomba de pistón en línea.

Este tipo de bombas constan de un vástago conectado a un pistón, con sus elementos de estanqueidad, que se desplaza en el interior de un orificio cilíndrico (figura 2.14) cerrado por el extremo opuesto por donde tiene los orificios de aspiración y salida.

Por así decirlo, esta bomba es como un cilindro en el que se han invertido sus funciones: en lugar de transformar la energía oleohidráulica en movimiento lineal y fuerza aplicada a un vástago, se transforma la fuerza y el movimiento lineal de un vástago en energía oleohidráulica.

Figura 2.14. Bomba del pistón



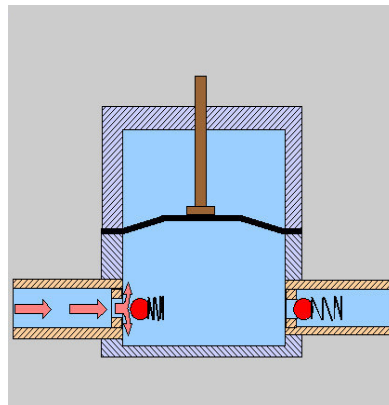
Fuente: Marc Barranco, 1998.

Mientras no se conecte el orificio de la salida a un sistema o accionador que genere contrapresión, el accionamiento de esta bomba consumirá muy poca energía (la suficiente para vencer los rozamientos internos), y se limitará a suministrar un determinado caudal de líquido en cada embolada. Cuando exista una contrapresión de salida de la bomba, el caudal seguirá siendo el mismo pero la energía necesaria para mover el émbolo incrementará en función de la presión que alcance el fluido.

Bomba de diafragma.

Este tipo de bombas desplazan el líquido por medio de diafragmas de un material flexible y resistente, colocado dentro de un cuerpo cerrado que se acciona desde el exterior por un mecanismo reciprocante.

Figura 2.15. Bomba de diafragma



Fuente: Página web.

Bombas rotatorias:

Todas las bombas de tipo rotativo tienen piezas de rotación que atrapan el líquido en el puerto de la entrada (succión) y lo impulsan a través del puerto de descarga dentro del sistema. Estas bombas se clasifican normalmente en función de tipo de elemento que transmite el movimiento al fluido. Así pues, hay bombas de engranajes, paletas, pistones, etc.

Cada uno de estos tipos tiene un funcionamiento distinto de las otras, por ello serán estudiadas en profundidad todas ellas.

Bomba de engranajes.

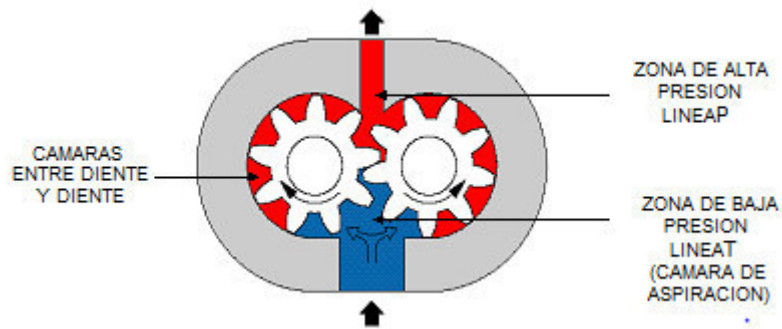
Las bombas de engranajes son las más comunes, la que soporta un mayor nivel de suciedad en el fluido y la más utilizada en oleohidráulica debido al reducido coste, a las presiones que genera y a la gran gama de caudal que es capaz de suministrar.

Bomba de engranajes externos: En su forma más común, se componen de dos piñones dentados acoplados que dan vueltas, con un cierto juego, dentro de un cuerpo completamente cerrado. El piñón motriz está enchavetado sobre el árbol del arrastre accionado generalmente por un motor eléctrico o un motor de combustión interna. Éstas constituyen al tipo rotatorio más simple.

En la aspiración se origina un cierto vacío cuando se separan dos dientes que estaban engranados, ya que en este momento aumenta el volumen en la cámara de aspiración; simultáneamente los dientes se van alejando, arrastrando consigo el fluido que ha penetrado en la cámara de aspiración.

La impulsión se origina en el extremo opuesto de la bomba por la disminución de volumen que tiene lugar al engranar dos dientes que estaban separados. El fluido no puede retomar a la cámara de aspiración entre los dientes engranados, ni entre los extremos de los dientes y la carcasa, debido a sus reducidas tolerancias de fabricación; por ello se ve forzado a salir al exterior por la cámara de expulsión.

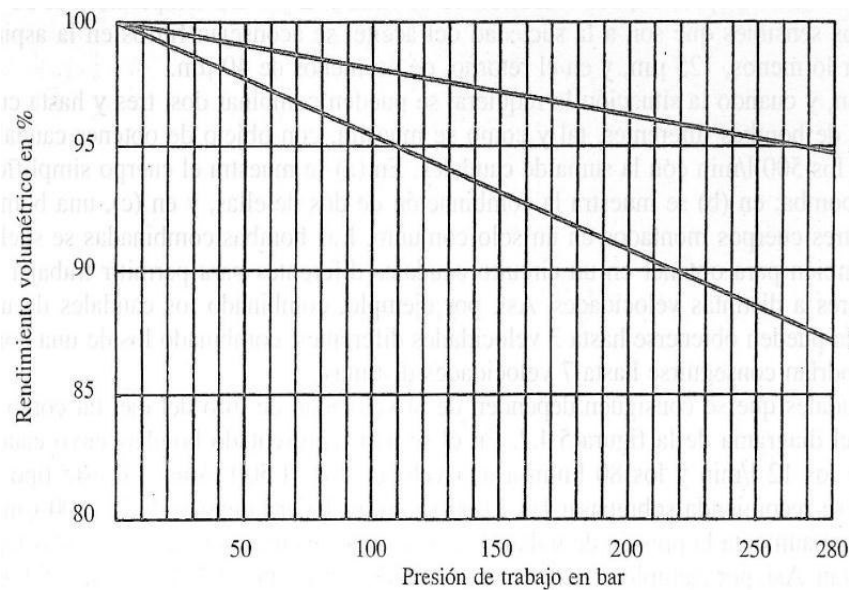
Figura 2.16. Bomba de engranajes externos



Fuente: Manual TECSUP, 2014.

Por otro lado se puede observar que en el gráfico 2.17, las pérdidas de flujo entre los dientes de los piñones y las pérdidas laterales, o lo que es lo mismo el rendimiento volumétrico, disminuye a medida que aumenta la velocidad de giro de la bomba. El rendimiento volumétrico de las bombas de engranajes puede llegar a ser de un 93% en condiciones óptimas. Para las bombas indicadas anteriormente con caudales entre los 12 y los 80 l/min a 1500 r/min, la variación máxima y mínima de dicho rendimiento se sitúa entre las dos líneas A y B respectivamente. La línea A corresponde a las bombas de menor caudal, y la B de las de mayor caudal y, por tanto, a las de menor rendimiento.

Gráfico 2.17. Rendimiento volumétrico



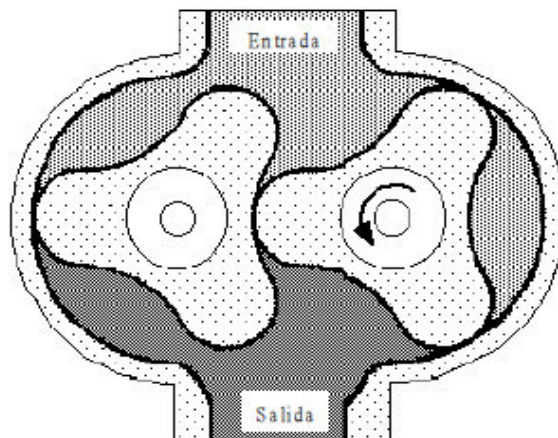
Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Bombas de lóbulos.

Las bombas de lóbulos son bombas rotativas de engranajes, que difieren principalmente de éstas en la forma que son accionados los lóbulos en este caso. En las bombas de lóbulos ambos son accionados independientemente por medio de un sistema de engranajes, externo a la cámara de bombeo.

Al girar los lóbulos, el espacio por el lado de aspiración aumenta porque un lóbulo se aleja del otro, provocando así un vacío parcial que conduce al líquido a la cámara de bombeo. Por medio de la reacción de los ejes, cada lóbulo se llena consecutivamente y el líquido se desplaza hacia el lado de impulsión. Las pequeñas holguras que existen entre lóbulos, y entre los lóbulos y las paredes de la bomba hace que los espacios se cierren debidamente. En la figura 2.17 se muestra esta bomba.

Figura 2.17. Bomba de lóbulos



Fuente: Marc Barranco, 1998.

Bombas de Tornillos.

Las bombas de tornillos o husillos, son las menos empleadas en la industria debido a la dificultad que ha representado siempre su construcción para lograr cierta precisión del perfil conjugado de los filetes de los tornillos. Hay tres tipos según tengan uno, dos o tres

husillos. En la bomba de un solo husillo un rotor en forma de espiral gira excéntricamente en el interior de un estator.

La bomba de doble husillo consiste en dos rotores paralelos que se entrelazan al girar en una carcasa mecanizada con tolerancias muy ajustadas. La bomba de triple husillo consiste en un rotor central, que es el motriz, y dos rotores locos que se entrelazan con el primero. También aquí los rotores giran en el interior de una carcasa mecanizada con tolerancias muy ajustadas.

Aunque hoy en día los avances experimentados en la tecnología de fabricación hacen que a medida que pasa el tiempo vayan también interrumpiendo con mayor fuerza en el mercado.

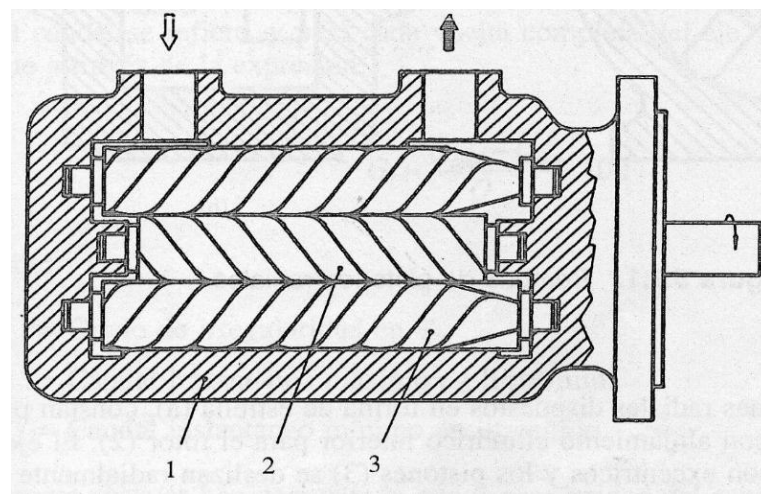
Estas bombas se caracterizan por ser muy silenciosas, por proporcionar caudales desde muy pequeños a los más elevados, y porque las presiones que se logran oscilan entre los 20 y los 175 bar. Las presiones obtenidas dependen de las longitudes de los husillos: a mayor longitud, mayor presión. Debido a las características de su funcionamiento, proporcionan un caudal bastante uniforme. El rendimiento oscila entre el 80% y el 90% y los caudales que se obtienen pueden llegar hasta los 1 800 l/min, dependiendo de la presión. Las viscosidades del fluido aconsejables oscilan entre los 15°E y los 30°E.

El caudal a través de una bomba de tornillos es axial, y va en el sentido del rotor motriz. El fluido que rodea los rotores en la zona de aspiración es atrapado a medida que éstos giran; este fluido es empujado uniformemente, con el giro de los rotores, a lo largo del eje, y se ve forzado a salir por el otro extremo.

Es muy importante tener en cuenta que el fluido en este tipo de bomba no gira, sino que se mueve linealmente, y el rotor funciona como un tornillo sin que continuamente se mueve hacia adelante. Por este motivo no hay pulsaciones incluso trabajando a altas velocidades. Esta peculiaridad las hace recomendables para trabajar con fluidos sensibles a las pulsaciones o a la cizalladura debido a que algunos fluidos oleohidráulicos sintéticos

y /o con alto índice de viscosidad presentan problemas de cizalladura. Según la figura 2.18 constan esencialmente de un cuerpo (1) en cuyo interior se alojan tres husillos de perfil especial, engranando perfectamente y con precisión unos con otros. El husillo central (2) es el motriz o conductor, y los dos laterales (3) los conducidos. Al girar dichos husillos, el caudal constante se desplaza longitudinalmente aumentando progresivamente la presión desde el conducto de la entrada que marca la flecha blanca de la izquierda, representada por la flecha en negro.

Figura 2.18. Bomba de tornillos



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Bomba de paletas.

En estas bombas un determinado número de paletas se deslizan en el interior de unas ranuras de un rotor que a su vez gira en un alojamiento o anillo. Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas, el rotor, y el alojamiento, y este conjunto queda cerrado lateralmente por las placas laterales.

El contacto entre las paletas y el anillo se consigue según el tipo de bomba por medio de la fuerza centrífuga o por una determinada presión aplicada en el extremo opuesto de la paleta. Durante la rotación, a medida que aumenta el espacio comprendido entre las paletas, el rotor y el anillo, se crea un determinado vacío que hace entrar al fluido por el

orificio de aspiración. A medida que este espacio se reduce, el líquido se ve forzado a salir por el orificio opuesto.

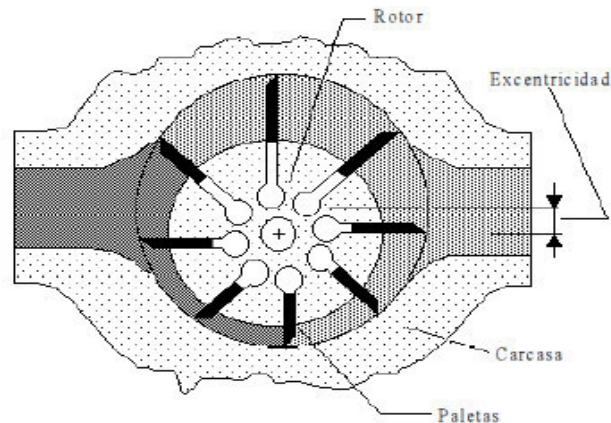
El desplazamiento de este tipo de bombas depende de la separación entre el rotor y el anillo, así como del ancho de estos, es decir de la distancia entre las placas laterales y de la forma de alojamiento. La estanqueidad se consigue gracias a una tolerancia muy ajustada entre el conjunto rotor-paletas y las placas laterales, así como en el ajuste entre el vértice de las paletas y el anillo. Este ajuste depende de la fuerza que mantiene a la paleta presionada contra el anillo.

Las bombas de paletas son relativamente pequeñas en función de las potencias que desarrollan y su tolerancia al contaminante es bastante aceptable. Se recomiendan viscosidades del aceite comprendidas entre 3°E y 20°E; las temperaturas de funcionamiento oscilan entre los -10°C y los 70°C.

Bombas de paletas no compensadas o desequilibradas: Son bombas de alojamiento circular, y dispone interiormente de un solo orificio de succión y otro de descarga. Estas bombas presentan el inconveniente de que las cámaras de descarga y succión están opuestas, por lo que se genera una carga lateral sobre el eje motriz. Este tipo puede ser de caudal fijo (utilizadas para bajas presiones), o de caudal variable, normalmente usadas en máquinas herramientas a presiones inferiores a los 175 bar.

En las bombas de paletas de caudal variable un mando (externo=palanca, o interno=compensador oleohidráulico de presión) mueve el anillo para cambiar su excentricidad con respecto al rotor, cambiando consiguientemente el tamaño de la cámara de bombeo, y el desplazamiento por revolución.

Figura 2.19. Bomba de paletas desequilibrada



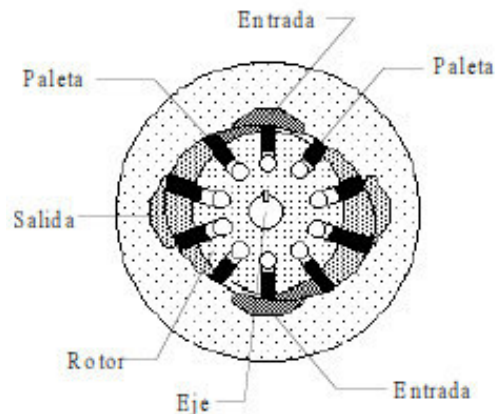
Fuente: Marc Barranco, 1998.

Debido a los desequilibrios que se producen en el rotor por la presión, que se encuentra localizada en una determinada zona del mismo, las aplicaciones de esta bomba están limitadas a casos en los cuales las presiones de trabajo no superan los 70 bar. Los rendimientos globales de estas bombas suelen rondar el 80%.

Bombas de paletas compensadas o equilibradas: Este tipo de bombas, que sólo existe para caudales fijos, se diferencia de las anteriores en que su anillo tiene forma elíptica (no circular) que permite utilizar dos conjuntos de orificios de succión y de impulsión.

Las dos cámaras de bombeo, separadas 180° , hacen que las fuerzas laterales sobre el rotor se equilibren. Este equilibrio, que anula los esfuerzos laterales sobre el rotor, evita que los esfuerzos se transmitan lateralmente al eje, y consiguientemente a los cojinetes. Por ello estas bombas están diseñadas para mayor presión de trabajo. El resto de las características de funcionamiento de las bombas de paletas compensadas es igual a las de las no compensadas. En la figura 2.20 esquematiza una bomba de paletas compensada, con doble cámara de aspiración y de impulsión.

Figura 2.20. Bomba de paletas equilibrada

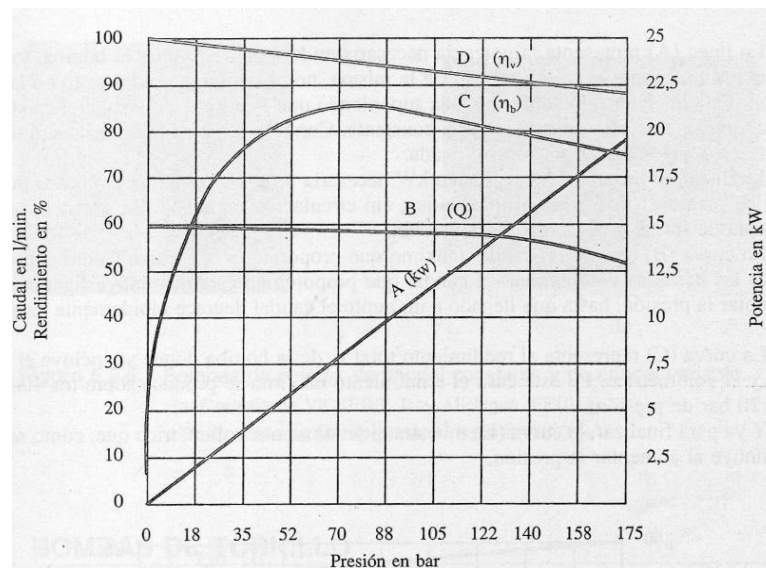


Fuente: Marc Barranco, 1998.

Con estas bombas se alcanza presiones de hasta 210 bar y caudales de hasta 255 l/min en los casos de las bombas más sofisticadas.

Las bombas de paletas en general se caracterizan por ser considerablemente más silenciosas que las de engranajes. El gráfico 2.18 muestra las curvas más características de estas bombas. La línea(A) muestra la variación de la potencia en kW es directamente proporcional a la presión obtenida en el fluido. La curva (B) representa el caudal que suministra y que decrece algo con la presión, debido al descenso de rendimiento volumétrico. La curva (C) muestra el rendimiento total de la bomba, donde se engloban el rendimiento mecánico y el volumétrico, la curva (D) representa directamente el rendimiento volumétrico mencionado. Como puede observarse, y en este caso, el rendimiento total máximo se obtiene entre las presiones de 60 bar y unos 100 bar aproximadamente.

Gráfico 2.18. Curvas características de bombas de paletas de caudal constante



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Bombas de pistones radiales.

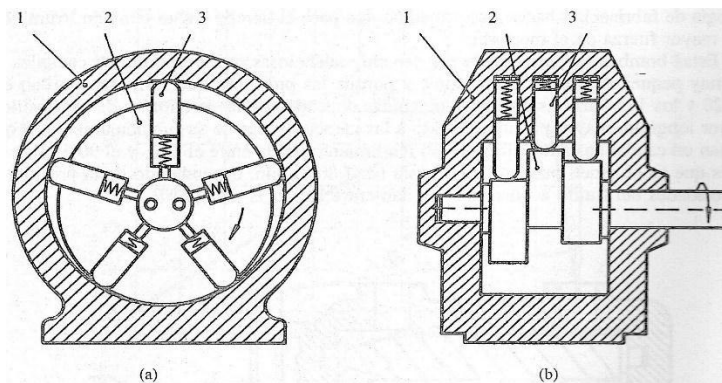
En estas bombas los pistones están colocados radialmente en un bloque de cilindros, estos pistones se mueven perpendicularmente con relación al eje. Actualmente se pueden clasificar en dos tipos: las de pistones dispuestos en forma de estrella, tal como se indica en la figura 2.21 (a), denominadas simplemente radiales, las bombas cuyos pistones están contenidos en un plano y dispuestos en línea de forma regular a lo largo de eje principal, tal y como se indica en (b) del mismo gráfico.

Tanto unas como otras proporcionan un caudal irregular debido al principio de funcionamiento, donde cada pistón constituye una pequeña unidad y aporta una pequeña parte del caudal global. Sumados los efectos de estas unidades se obtiene el caudal total o caudal medio de la bomba. En todos los casos son bombas de alta presión, en las que se obtienen caudales muy variables y rendimientos muy elevados.

Las bombas de pistones radiales dispuestos en forma de estrella(a), constan principalmente de un cuerpo (1) con alojamiento cilíndrico interior para el rotor (2). El eje

del rotor y el alojamiento son excéntricos y los pistones(3) se deslizan radialmente sobre el rotor apoyándose siempre en la pared interior de dicho alojamiento. Este desplazamiento radial de los pistones produce, por una parte aspiración, y por otra compresión con objeto de aumentar la presión del fluido. Para que tal efecto se lleve a cabo es preciso que actúen las válvulas de cierre y apertura correspondientes y que no han sido representadas en el gráfico.

Figura 2.21. Bombas de pistones radiales

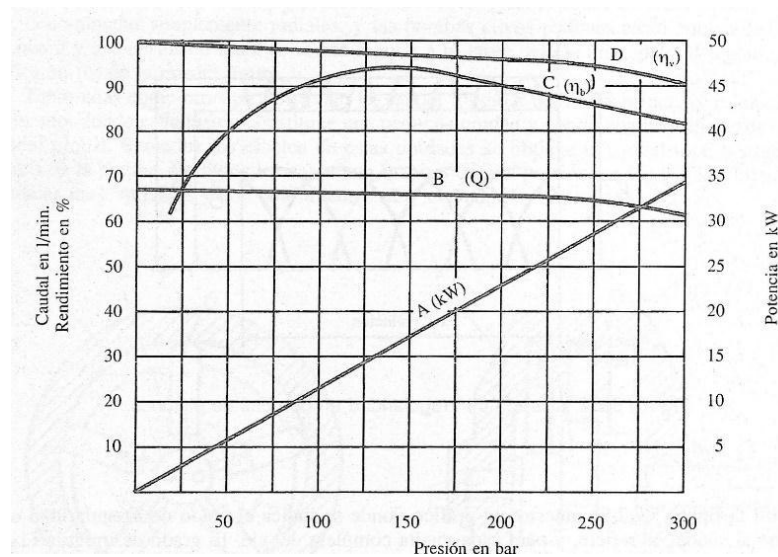


Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

El número de pistones es muy variado y depende del caudal que se pretende obtener. Los caudales oscilan entre 2 l/min y los 200 l/min en las fabricaciones más corrientes. Las presiones que se consiguen llegan hasta los 400 bar en presión continua, y los 600 bar cuando se someten las bombas a presiones intermitentes de trabajo. Los rendimientos oscilan alrededor del 95%, dependiendo también de la presión de funcionamiento. En general los ejes admiten hasta 3000 r/min de velocidades de giro.

En el gráfico 2.19 se muestra un esquema representativo de las curvas características generales de las bombas de pistones radiales, bien sean de pistones radiales en estrella, o bien los de pistones en línea. La línea(A) representa la variación de la potencia en kW supuesto un caudal constante. La potencia como puede apreciarse depende de forma directa de la presión .La curva (B) muestra la variación del caudal en función también de la presión. Los rendimientos volumétricos y totales se muestran en las curvas (D) y (C) respectivamente.

Gráfico 2.19. Curvas características de las bombas de pistones radiales



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Las bombas de pistones radiales dispuestos en línea, figura 2.21 (b), son bombas que se utilizan con menor frecuencia que las radiales en estrella. Normalmente están formadas por un número de pistones que oscila entre 3 y 12.

Están formados esencialmente por el cuerpo (1), un cigüeñal (2) y los pistones (3) accionados por dicho cigüeñal. Al girar el eje, los pistones se desplazan todos en un mismo plano logrando cada uno de ellos aspirar e impulsar el aceite a presión con la ayuda de las válvulas correspondientes de admisión y escape.

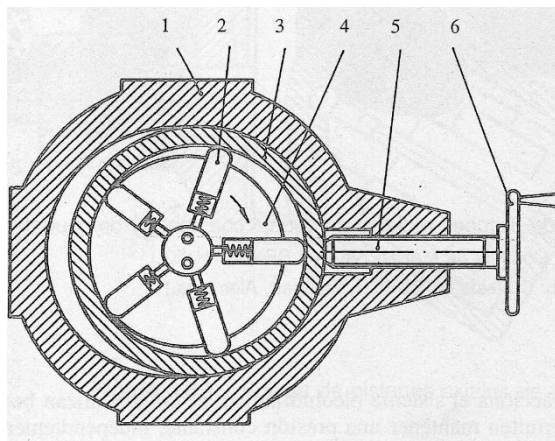
Son bombas robustas y capaces de proporcionar presiones elevadas de hasta 500 bar y caudales que llegan a alcanzar los 800 l/min, con velocidad de giro de hasta 3000 r/min. Los rendimientos máximos que se obtienen se encuentran alrededor del 95%. Tiene el inconveniente, sin embargo, de que a elevadas velocidades del cigüeñal, las levas y los pistones pueden producir desequilibrios importantes en el mecanismo de funcionamiento.

En la figura 2.22 se muestran una bomba de pistones radiales en estrella de caudal variable. En este caso, y con objeto de simplificar, se representa la variación del caudal de forma manual mediante el volante(6) y el husillo(5), que tienen por objeto producir un

desplazamiento del anillo(3) sobre el alojamiento del cuerpo de la bomba(1).Este desplazamiento provoca en el rotor(4) una excentricidad variable, haciendo que al girar dicho rotor ,la carrera de los pistones(2) varíe proporcionalmente a dicho desplazamiento y se consiga de esta manera modificar el caudal que suministra la bomba.

Las características generales de estas bombas son similares a las de pistones radiales de caudal fijo, con lo cual no parece necesario repetir aquí lo que ya se ha manifestado sobre ellas anteriormente.

Figura 2.22. Bomba de pistones radiales de caudal variable



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

2.3.4 CILINDROS

Los cilindros realizan un movimiento rectilíneo y alternativo mediante el cual transforman energía hidráulica en energía mecánica. Los cilindros son los dispositivos más comúnmente utilizado para conversión de la energía antes mencionada en energía mecánica y también son elementos que mejor se adaptan a las aplicaciones más generales de esta forma de transmisión energética.

En los sistemas oleohidráulicos la energía es transmitida a través de tuberías .Esta energía es función de caudal y presión del aceite o aire que circula en el sistema. La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien

establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia.

El cilindro consiste en un émbolo o pistón operando dentro de un tubo cilíndrico. Los cilindros actuadores pueden ser instalados de manera que el cilindro esté anclado a una estructura inmóvil y el émbolo o pistón se fija al mecanismo que se accionará. El cilindro tipo pistón es el tipo más comúnmente usado en los sistemas de potencia fluida. Las partes esenciales de tipo pistón son un barril cilíndrico o camisa, un pistón y un vástago, cabezales extremos, y guarniciones convenientes para mantener el sellado. Los cabezales se encuentran fijados en los extremos de la camisa. Estos cabezales extremos contienen generalmente los puertos fluidos. Un cabezal extremo del vástago contiene una perforación para que el vástago de pistón pase a través del mismo. Sellos convenientes llamados guarniciones se usan entre la perforación y el vástago del pistón para evitar que el líquido se escape hacia fuera y para evitar la suciedad y otros contaminantes entren en la camisa. El cabezal del extremo contrario de la mayoría de los cilindros está provisto de un vínculo mecánico para asegurar el cilindro actuador a algún tipo de estructura. Este cabezal se conoce como el cabezal de anclaje.

Parámetros de los Cilindros.

Velocidad.

La velocidad de desplazamiento del vástago de un cilindro depende de su tamaño y del caudal que se envía. Para relacionar el caudal con la velocidad, consideremos el volumen que requiere el actuador para obtener el desplazamiento determinado. La relación se puede expresar como sigue.

$$\frac{\dot{V}}{A} = v \quad (2.29)$$

Fuerza.

La fuerza con la que se desplaza un cilindro depende directamente de la presión y del área sobre la cual actúa dicha presión. Para la fuerza de avance y retorno se cumplen las siguientes expresiones.

La fuerza de avance

$$F_A = pA_c \quad (2.30)$$

La fuerza de retorno

$$F_R = pA_{LV} \quad (2.31)$$

Trabajo y potencia.

Cuando se ejerce una fuerza a lo largo de una distancia, se realiza un trabajo.

$$W = Fd \quad (2.32)$$

La ecuación precedente para el trabajo no toma en consideración con que velocidad se realiza dicho trabajo. El trabajo realizado por unidad de tiempo se denomina potencia.

$$P = \frac{Fd}{t} \quad (2.33)$$

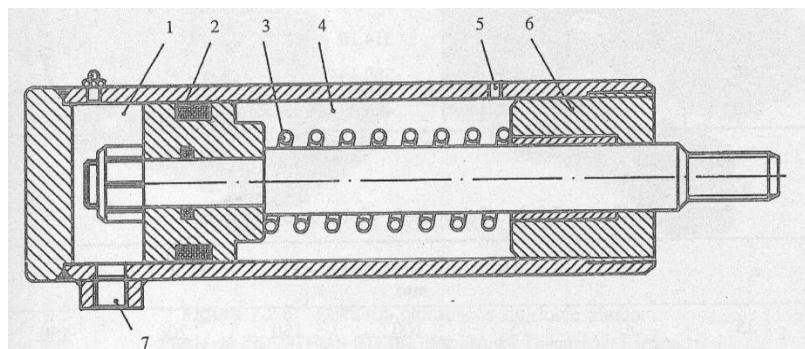
Clasificación de los cilindros.

Cilindros de simple efecto.

Se caracteriza por ser impulsado por el fluido en un solo sentido es decir se le aplica presión por un extremo, con el cual realiza trabajo en un sentido (cuando se desplaza su elemento móvil-vástago). El retroceso se produce al evacuar el fluido de la parte posterior, lo que devuelve al vástago a su posición de partida, puede ser provocada por la misma acción de carga mediante la fuerza de gravedad o en otros casos mediante resorte.

Estos cilindros se utilizan para trabajos de desplazamientos cortos en los que el vástago del cilindro no realice carreras superiores a 100mm.

Figura 2.23. Cilindros de simple efecto



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

En la figura 2.23 se muestra un cilindro de simple efecto con retroceso por resorte. El fluido, en este caso aceite, penetra en la cámara (1) de avance a través del orificio (7) para hacer avanzar al vástago, mientras tanto el aire de recinto (4) es desalojado al exterior a través del conducto (5). Cuando el aceite de (1) se comunica libremente con el retorno del depósito, el resorte (3) antagonista, que se halla comprimido, se expande y hace retroceder al vástago del cilindro a su posición original. Esta vez debe penetrar aire de la atmósfera a la cámara (4) a través del mencionado orificio (5). Es conveniente que tal vía lleve incorporado un filtro para evitar la entrada de suciedad en el interior del cilindro. En estos

cilindros la junta de estanqueidad (2) del pistón es más sencilla que la utilizada en los cilindros de doble efecto, ya que la estanqueidad del aceite de dicho pistón sólo debe producirse en un sentido de la marcha

En el anexo 3 se puede apreciar un resumen de las dimensiones de los cilindros normalizados.

Cilindros de doble efecto.

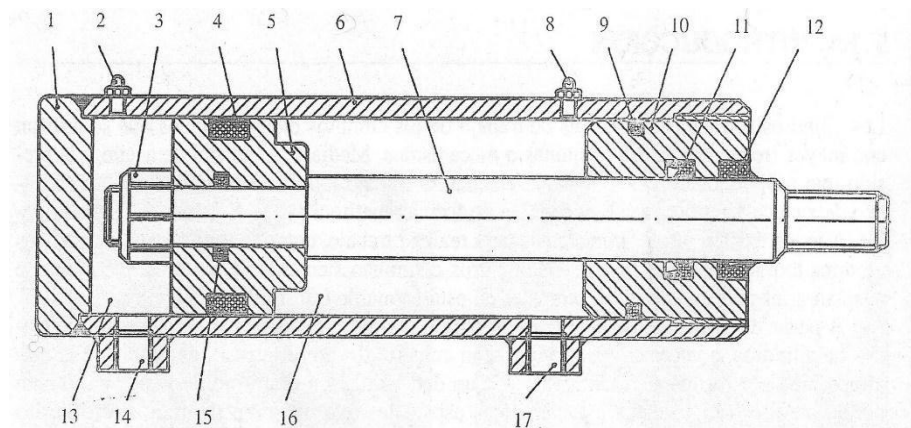
El fluido entra por ambas cámaras provocando el avance o retroceso del vástago siendo capaces de producir trabajo útil en dos sentidos. Pueden llevar uno o dos vástagos y disponer de un mecanismo amortiguador mecánico o neumático de final del recorrido. A continuación se muestran dos cilindros de doble efecto tanto con funcionamiento oleohidráulico como neumático.

En la figura 2.24 puede apreciarse la constitución interna de un cilindro oleohidráulico de doble de efecto donde se muestran los componentes esenciales y el modo de funcionamiento. Al penetrar aceite a presión por el conducto (14) que alimenta a la cámara (13), el pistón (5) y el vástago (7) solidario a él, avanzan. Mientras tanto el aceite de la cámara (16) se desaloja hacia el depósito a través del conducto (17). Para que el vástago se repliegue volviendo a su posición original, es preciso que se invierta el proceso; esta vez el fluido debe penetrar por (17) hacia la cámara de retroceso (16) y, a la vez, el aceite presente en la cámara (13) retornará al depósito a través del conducto (14).

La camisa o tubo (6) suele llevar soldada o roscada la tapa posterior (1) para conseguir el cierre de esa parte. A veces el agujero de alimentación de la cámara trasera lo lleva incorporado esta misma tapa. La parte interior del tubo por donde desliza el pistón o émbolo (5), debe mecanizarse con superficie muy fina mediante un súper acabado con objeto de facilitar el deslizamiento y reducir al máximo el desgaste de la junta dinámica (4).

El cierre de la parte delantera del tubo se logra a través de la tapa (10) que normalmente se rosca al tubo ya que dicha tapa debe ser desmontable. En ella se alojan la junta estática hermeticidad (9) y la junta dinámica de cierre (11) de la tapa y del vástago. En la parte delantera de dicha tapa se monta un anillo de caucho (12) denominado anillo rascador, cuya misión consiste en limpiar el vástago de suciedad cada vez éste penetra en el interior del cilindro. Normalmente, el pistón (5) y el vástago (7), se construyen de forma independiente y unida por una tuerca de fijación (3), pero también existen cilindros con el pistón soldado al vástago. En cualquier caso, y al igual que ocurre con la camisa, el exterior del vástago debe mecanizarse con superficie muy fina para reducir al máximo el fenómeno de desgaste por rozamiento que se produce en el vástago debido a la junta de cierre.

Figura 2.24. Cilindro de doble efecto



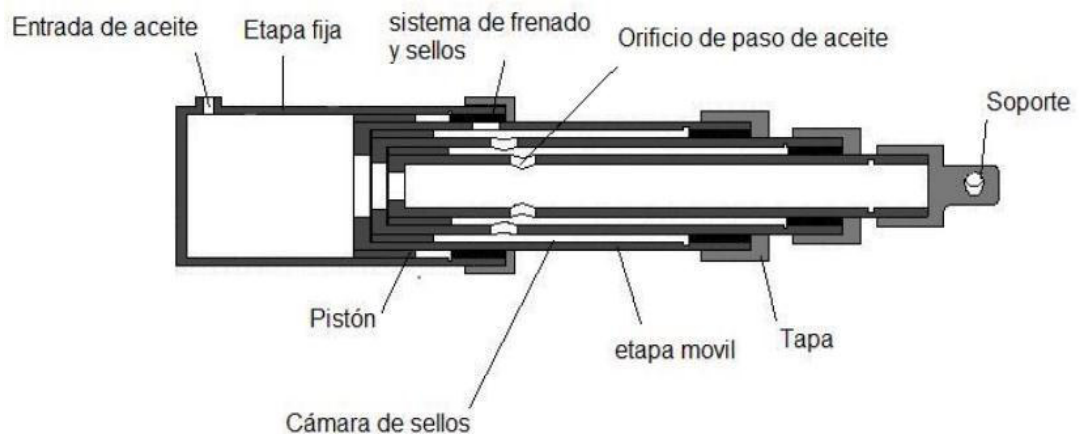
Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Cilindro telescópico.

Estos cilindros están contruidos como un telescopio, constan de secciones tubulares de acero, de diámetro cada vez más pequeño que se alojan una dentro de otra. La sección con el diámetro mayor, la cual es estática, se denomina sección principal, las secciones móviles se denominan etapas y la sección de menor diámetro se denomina lanzadera (plunger). En la práctica el número máximo de etapas es seis; teóricamente es posible diseñar cilindros con más etapas pero esto producirá grandes problemas de estabilidad.

Los cilindros telescópicos generalmente se extienden desde la tapa de mayor diámetro, hasta la de menor diámetro. Lo cual quiere decir que la etapa de mayor diámetro, se extiende primero conteniendo dentro de sí las demás etapas y completa su carrera antes que la siguiente etapa inicie su movimiento, este procedimiento se repite etapa por etapa hasta llegar a la etapa más pequeña. Para la retracción, la etapa más pequeña, se resguarda completamente dentro de la siguiente etapa, la cual no iniciará su movimiento hasta haber terminado por completo la carrera de la etapa más pequeña; de esta forma se llegará hasta la retracción total.

Figura 2.25. Cilindro telescópico



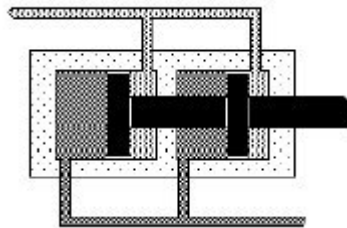
Fuente: Página Web.

Al igual que los cilindros convencionales, existen dos tipos de cilindros telescópicos: De simple efecto que se extienden bajo la presión del fluido aplicada, y regresan por gravedad, o por la aplicación de alguna otra fuerza externa, y la otra de doble efecto cual recibe potencia del fluido en ambos sentidos, pueden ser usados en aplicaciones donde la gravedad no es suficiente para su retracción y no se dispone de fuerzas externas que permitan realizar esta labor.

Cilindro en tándem.

Los cilindros Tándem están conformado por dos cilindros en línea con un vástago común, pueden desarrollarse fuerzas mayores a una presión y diámetros dados. Esta disposición de cilindros se menciona como un ejemplo de flexibilidad de diseño. Es una de las muchas técnicas posibles que pueden considerarse cuando se aplican los principios básicos de los cilindros. La gran ventaja de los cilindros en tándem es que multiplican las fuerzas sin necesidad de incrementar las presiones de trabajo o la superficie del émbolo.

Figura 2.26. Cilindro en tándem



Fuente: Marc Barranco, 1998.

2.3.5 ELEMENTOS DE REGULACIÓN Y CONTROL

Todos los sistemas oleohidráulicos precisan una serie de componentes para direccionar, regular y controlar los parámetros de presión y caudal de estos flujos de fluidos.

Para ello se dispone de un amplio abanico de válvulas capaces de realizar todas las funciones requeridas para el correcto control de los parámetros. Estas válvulas regulan la presión en puntos determinados, la dirección del fluido y el caudal. Por ello se dividen en 5 grupos que son:

Válvulas direccionales.

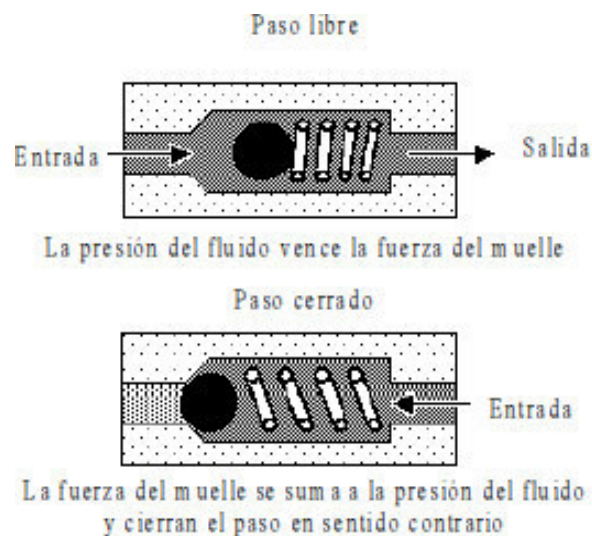
Son también llamadas válvulas distribuidoras, son componentes encargados de dar paso al fluido oleohidráulico por un conducto, impedir dicho paso o cambiar la dirección y sentido de mismo en un circuito cualquiera. Generalmente se les asigna la función de gobernar el arranque, parada y cambio de sentido del movimiento de los vástagos de los cilindros. En estas válvulas clásicas o tradicionales, el paso de fluido por su interior produce de la forma todo o nada, es decir, o pasa todo el caudal que llega al conducto de entrada o no pasa nada, y lo mismo ocurre con los conductos de salida.

Válvulas unidireccionales.

Las válvulas unidireccionales son, como su propio nombre lo indica, válvulas que permiten el flujo del fluido sea en un solo sentido, y evitan el flujo en sentido inverso.

Válvulas antirretorno: Llamada también válvula check; consiste en una válvula normalmente cerrada por medio de un cono o una bola, presurizados contra su asiento mediante un muelle.

Figura 2.27. Válvula antirretorno (abierta y cerrada)



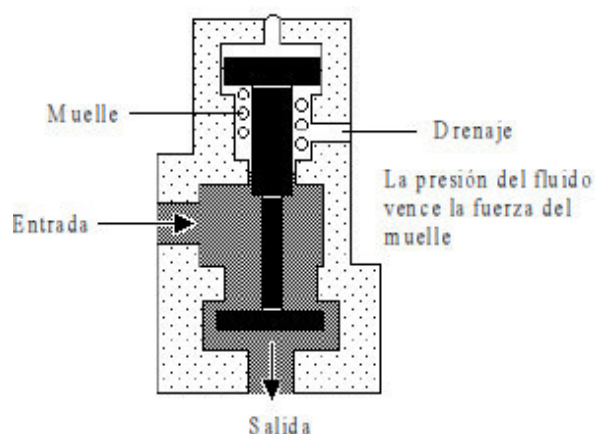
Fuente: Marc Barranco, 1998.

Mientras la presión del fluido actúe en contraposición a la del muelle, éste se abrirá permitiendo el paso del fluido en la dirección hacia la vía opuesta; sin embargo, si la presión entra en la válvula por la parte del muelle, esta presión se suma a la propia del muelle bloqueando totalmente el paso y evitando que el fluido pueda ir en sentido contrario al anterior. Como se desprende de este principio de funcionamiento, todas las válvulas antirretorno precisan una presión mínima para abrirse. Esta presión está en función del muelle. Por ello se puede variar la presión de apertura de la válvula cambiándole el muelle interior. Este factor es muy importante ya que entre las aplicaciones de esta válvula aquí se trata de mantener una presión mínima en el circuito.

Normalmente el muelle de estas válvulas permite el paso del fluido a partir de una cierta presión mínima. Para determinadas aplicaciones interesa que el muelle de la válvula esté a una presión determinada; en estos casos el símbolo de la misma deberá incluir la referencia del muelle.

Válvulas antirretorno pilotado: Al igual que en el caso anterior, esta válvula solo permite en condiciones normales el flujo del fluido en un sentido; sin embargo, y mediante la acción de un pilotaje externo, puede permitir también el flujo en sentido inverso.

Figura 2.28. Válvula antirretorno pilotada



Fuente: Marc Barranco, 1998.

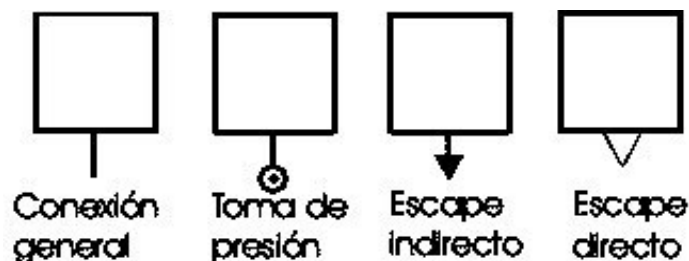
En la figura 2.28 muestra una válvula antirretorno pilotada en funcionamiento con paso libre, ya que la presión del fluido vence la fuerza del muelle y hace que la válvula se abra. Al circular el fluido en sentido contrario, la presión del mismo se suma a la fuerza del muelle y hace que la válvula se cierre, funcionando como un antirretorno normal. Si se aplica una presión de pilotaje hace que el pistón de la válvula se desplace hacia abajo, abriendo el paso al caudal en sentido ascendente.

Válvulas direccionales de varias vías.

Permite que la válvula determine la dirección y cantidad de flujo del fluido; pueden ser de dos, tres o más posiciones y de dos, tres, cuatro o más vías de comunicación internas. Las posiciones se representan esquemáticamente por cuadrados, correspondiendo cada cuadrado a una posición.

Las más utilizadas en oleohidráulica son las de dos y tres posiciones, y en menor medida, las de cuatro posiciones, y en neumática, el caso más frecuente es el de las válvulas de 2 posiciones. Las vías, conexiones o conductos internos de las válvulas se indican por líneas de flujo trazadas en el interior de los cuadrados que simboliza cada una de las posiciones. Las vías de una válvula indican el número de conexiones principales para cada posición o cuadrillo que comunican con el exterior, sin tener en cuenta para nada los pilotajes u otro tipo de conexiones secundarias. Las flechas indican el sentido conveniente del flujo, pero en muchas aplicaciones el sentido puede ser opuesto al indicado en el propio símbolo de la válvula.

Figura 2.29. Conexiones con tomas de presión y escape



Fuente: Nicolás Serrano, 1999.

La localización de cada uno de los orificios del distribuidor se realiza según un código que utiliza números o letras, según se indica a continuación:

Tabla 2.5 Códigos de orificios del distribuidor

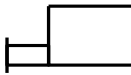
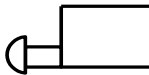
Función	Números	Letras
Alimentación de presión	1	P
Orificios de trabajo	2,4	A,B
Orificio de escape	3,5	R,S,T
Orificios de pilotaje donde la presión en 1 se comunica con la salida 2	12	x,y
Orificios de pilotaje donde la presión en 1 se comunica con la salida 4	14	x,y

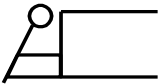
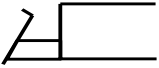
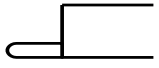

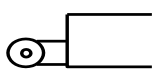
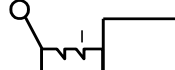
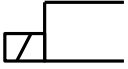
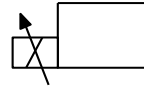
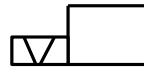

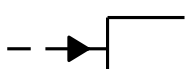

Fuente: Nicolás Serrano, 1999.

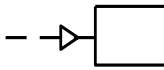
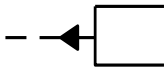
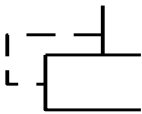
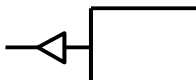
Cada cuadrado o casilla de un distribuidor produce una determinada función. Para ello, y aunque en los circuitos se dibujan en posición de reposo, se supone que bajo una acción externa que puede ser fuerza manual, neumática, electromagnética, etc., las casillas se desplazan sobre la toma exterior y ocupan una u otra posición.

En la tabla 2.6 se muestra los diversos tipos de accionamiento que pueden tener las válvulas distribuidoras.

Tabla 2.6. Representaciones de accionamientos de acuerdo a la Norma ISO 1219

ACCIONAMIENTO MANUAL			
	GENERAL		POR PULSADOR

	POR PALANCA		POR PEDAL
ACCIONAMIENTO MECÁNICO			
	POR PALPADOR		POR RESORTE
	POR RODILLO		CON ENCLAVAMIENTO
ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO			
	POR SOLENOIDE (UN SOLO BOBINADO)		SOLENOIDE DE ACCIONAMIENTO VARIABLE (PROPORCIONAL)
	DOS SOLENOIDES UBICADOS EN UN MISMO LADO DE LA VÁLVULA		DOS SOLENOIDES UBICADOS EN UN MISMO LADO DE LA VÁLVULA
ACCIONAMIENTO POR SEÑAL			
	POR SEÑAL DE PRESIÓN, ACCIONAMIENTO DIRECTO		POR SEÑAL DE PRESIÓN ACCIONAMIENTO INDIRECTO

	POR SEÑAL NEUMÁTICA ACCIONAMIENTO DIRECTO		POR DEPRESIÓN O SUCCIÓN HIDRÁULICA
	POR CANAL INTERIOR DE CONTROL. EL CANAL SE ENCUENTRA DENTRO DE LA UNIDAD.		POR DEPRESIÓN O SUCCIÓN NEUMÁTICA

Fuente: Manual TECSUP, 2014.

Las características esenciales que definen a estas válvulas, son la presión máxima de trabajo que soportan y el caudal que admiten o cantidad de aceite que puede circular por el interior de las mismas, todo ello con caídas o pérdidas de presión tolerables.

Válvulas reguladoras de presión.

Se denominan válvulas reguladoras de presión a todas aquellas que influyen de alguna manera en la presión del fluido, bien sea en todo el circuito oleohidráulico, o bien lo sea en una parte de él.

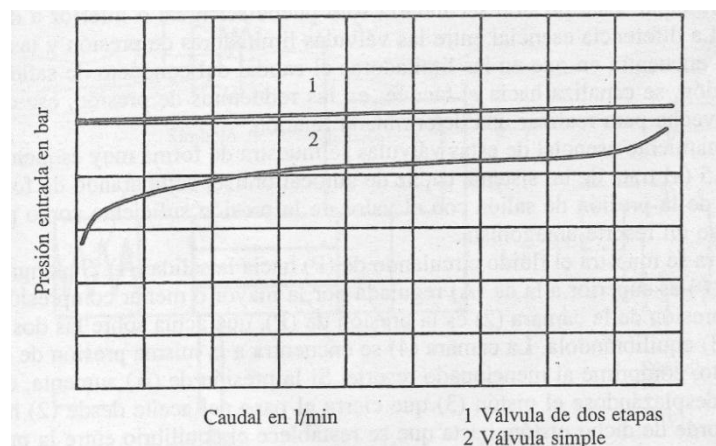
Válvulas limitadoras de presión.

Las válvulas limitadoras de presión limita la presión máxima del sistema .También se le denomina válvula de seguridad, válvula relief o válvula de alivio. En forma específica su misión es la de controlar la presión de un circuito o una parte de él, con objeto de que dicha presión no supere unos límites establecidos de antemano y de superarlo, permitir que el exceso del fluido fluya, ya sea hacia otro circuito o de regreso al tanque. De hecho, en todo circuito oleohidráulico y neumático debe existir al menos una de estas válvulas. En determinados circuitos, y por diversas razones, conviene a veces controlar la presión

de una parte del circuito. Se utiliza en estos casos el mismo tipo de válvula limitadora, pero reguladas para una presión inferior a la presión de la válvula limitadora general.

En el gráfico 2.20 se muestra la variación de la presión de entrada de estas válvulas en función del caudal que circula por ellas. La curva (1) es una curva representativa de una válvula de dos etapas, y la (2), muestra la curva correspondiente a una válvula simple de accionamiento directo. Aunque en ambos casos la presión se mantiene casi constante, la válvula doble presenta una mayor uniformidad y con una variación algo inferior de dicha presión. En el caso de la válvula simple, las fluctuaciones del resorte son más patentes y se ven reflejadas en la propia curva.

Gráfico 2.20. Curva de caudal-presión



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Válvulas reguladoras de caudal.

Las válvulas reguladoras de caudal son las que delimitan el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través del sistema. Las válvulas reguladoras de caudal también sirven para variar la velocidad de los movimientos.

Así mismo las válvulas reguladoras de caudal, tanto compensadas como no, pueden llevar incorporado un antirretorno, con lo cual la regulación de caudal se realiza sólo en un

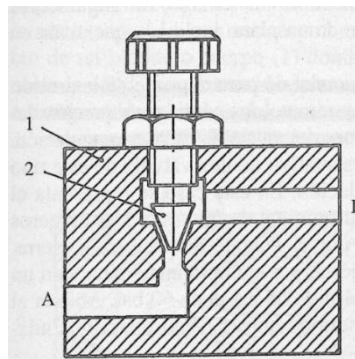
sentido de la circulación siendo este libre (a través del antirretorno abierto) en sentido contrario.

Válvulas reguladoras de caudal no compensadas.

En este tipo de válvulas el caudal regulado está influenciado por la presión del circuito ya que al incrementar la presión también aumentará el caudal que pasa a través de la válvula.

Válvulas de estrangulamiento: La válvula de estrangulamiento llamada también válvula reguladora de caudal bidireccional permite la circulación del fluido estrangulado en ambos sentidos. Está formado por un cuerpo (1) donde se aloja el dispositivo de cierre (2), regulable a través de un pequeño volante. Estrangulando en mayor o menor grado el paso, se consigue aumentar o disminuir el caudal que circula de una a otra parte. El caudal sobrante se descargará al depósito a través de la válvula limitadora de presión general del circuito.

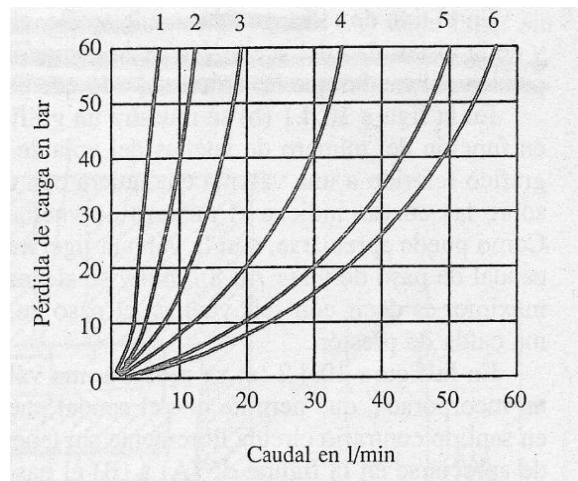
Figura 2.30. Válvula de estrangulamiento



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

En el gráfico 2.21 se muestra un esquema representativo de una válvula de este tipo en función del número de vueltas del volante de regulación. En este caso se representa el gráfico referido a una válvula de cualquiera con un caudal nominal de 60 l/min, los números sobre las curvas indican el número de vueltas dadas por el volante de apertura o cierre.

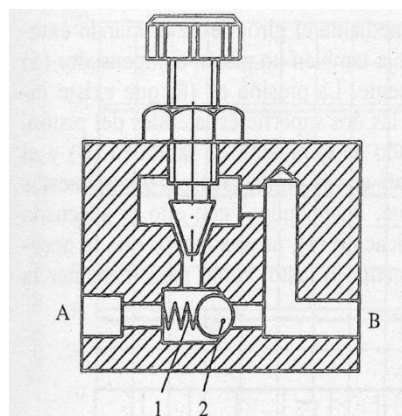
Gráfico 2.21. Curva de pérdidas de carga para una válvula de estrangulamiento



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Válvulas de estrangulamiento con válvula antirretorno: Permiten que el caudal pueda ser regulado en un sentido y, en cambio, en sentido contrario circula libremente sin tener que pasar por la estrangulación. Como puede apreciarse en la figura 2.31, de (A) a (B) el paso puede ser estrangulado de la misma forma que en el caso anterior. La circulación libre se produce en sentido contrario, es decir, de (B) a (A) a través del cierre de bola (2) y del resorte (1).

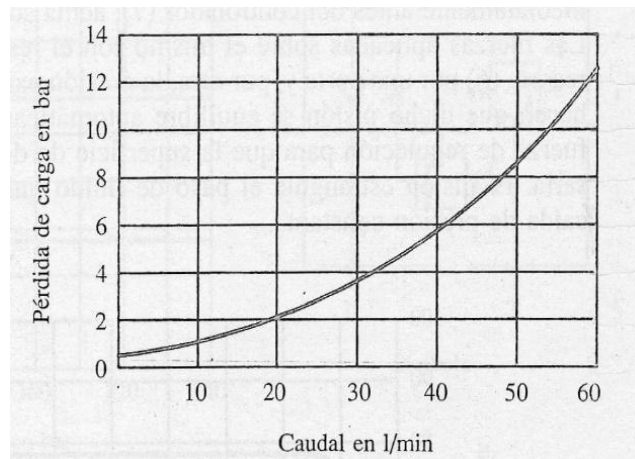
Figura 2.31. Válvula de estrangulamiento con antirretorno



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Las características de estas válvulas son similares a las de la válvula anterior, tanto es así que las caídas de presión en el sentido controlado son las mismas. En el gráfico 2.22 se muestra la curva aproximada de caídas de presión en el sentido libre del flujo, es decir, de (B) a (A) para una válvula comercial cualquiera, en este caso con la misma capacidad nominal anterior de 60 l/min como puede apreciarse, la pérdida máxima no supera los 13 bar para el mencionado caudal.

Gráfico 2.22. Curva de pérdidas de carga para una válvula de estrangulamiento con antirretorno



Fuente: Nicolás Serrano, 2002.

Válvulas reguladoras de caudal compensadas.

Las válvulas de regulación compensadas mantienen el caudal constante independientemente de la presión del fluido. Así, mientras en las válvulas no compensadas el caudal se incrementa en función de la presión, en las válvulas compensadas el caudal se mantiene constante a pesar de la variación de presión. Estas válvulas compensadas son las más utilizadas ya que mantienen las velocidades de los actuadores dentro de unos límites mucho más definidos que las válvulas no compensadas.

Válvulas Proporcionales y Servoválvulas.

Son aquellas en que el desplazamiento de la corredera se realiza con suficiente precisión para regular el caudal o la presión de la línea.

Aun así no debe pensarse que estas sofisticadas válvulas van a sustituir, en absoluto, a las clásicas, ya que éstas se siguen y se seguirán empleando en una buena parte de los casos más corrientes de los circuitos. En las válvulas direccionales convencionales, todo el caudal íntegro que circula por su interior, o pasa, o no pasa por las distintas vías interiores; en cambio, en las proporcionales, puede pasar todo el caudal procedente de la bomba o compresor, o sólo parte de él, que es perfectamente controlado por el sistema. Las servoválvulas, que al igual que las denominadas proporcionales, también controlan la dirección del fluido y el caudal, pero mediante la utilización de una técnica distinta de las denominadas proporcionales, un modo de gobierno que proporciona mayor precisión en el control, pero con soluciones, como se ha dicho, bastante costosas.

Válvulas Proporcionales.

Como su propio nombre indica, las válvulas proporcionales son aquellas que regulan el caudal o la presión en forma proporcional a la señal eléctrica que reciben. Este control se realiza por la acción de un solenoide proporcional; esto las distingue de las electroválvulas normales accionadas por un solenoide “todo o nada”, y de las servoválvulas, y de las servoválvulas, accionadas por un motor par o un motor fuerza.

Según los caudales y las presiones del sistema, las válvulas proporcionales serán de accionamiento directo del solenoide proporcional, donde este se acciona una válvula de pilotaje que a su vez acciona la válvula principal.

Las válvulas proporcionales, pues, son las que posicionan la corredera o varilla que acciona un mecanismo de control oleohidráulico o neumático en función de una señal

eléctrica que reciben del sistema (y en algunos casos se amplía con la recibida por un sensor interno de posicionamiento).

Servoválvulas.

La servoválvula es, en sí, una válvula direccional de más de una vía que en función de su señal de realimentación realiza funcione de regulación de caudal o de presión con gran sensibilidad.

En una servoválvula el desplazamiento de la corredera se realiza por medio de un motor eléctrico (motor par) que regula con precisión el posicionamiento de la misma, controlando con ello el caudal que pasa a través de la superficie liberada por la corredera en su desplazamiento.

Existen diversos tipos de servoválvulas, si bien su funcionamiento es similar en todas ellas: en una primera fase el motor par es activado electrónicamente y en una segunda fase la corredera hidráulica se desplaza en función de la señal recibida en la primera fase. Las servoválvulas suelen ser de dos fases, aunque también las hay de una sola fase y, en raras ocasiones, de tres fases.

2.3.6 ACCESORIOS

Son muchos y diversos los accesorios que pueden incorporarse en un sistema oleohidráulico, como accesorios mecánicos o eléctricos. A continuación se resumirá algunos de los más usuales.

Depósitos.

El depósito para un sistema oleohidráulico es inicialmente el recipiente destinado a almacenar el flujo necesario para el funcionamiento normal del sistema; sin embargo, el

depósito debe también realizar otras funciones y características, dependiendo del sistema de estudio. Realiza otras funciones primordiales como la de facilitar la disipación del calor fluido y la separación de aire que este pueda contener.

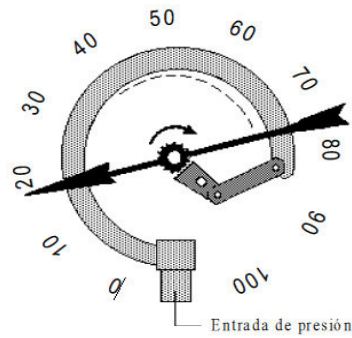
Todos estos circuitos deben incluir uno o más dispositivos, según las necesidades y el diseño del sistema. Entre otras características, el depósito debe:

- Disponer de suficiente superficie para que el fluido caliente pueda, por convención, transferir su temperatura al ambiente que le rodea.
- Almacenar un volumen de fluido relativamente grande, suficiente para que la velocidad de circulación de éste a su través sea tan baja que permita que los contaminantes de gran tamaño se sedimenten; además, debe permitir el almacenamiento de todo el fluido contenido en el interior del circuito, y que puede pasar al depósito durante una operación de mantenimiento.

Manómetros.

Son los aparatos destinados a medir la presión del fluido en una línea del sistema. Existen diversos tipos de manómetros, aunque los más empleados son los circulares y con baño de glicerina. Éste tipo de manómetro está interiormente semilleno de glicerina que sirve para amortiguar los movimientos bruscos a que puede estar sometida la aguja indicadora. La presión de la línea se transmite a través de una conducción hasta la entrada del manómetro. Allí, ésta presiona un mecanismo con un muelle (figura 2.32). El desplazamiento del mecanismo, proporcional a la presión que recibe, se transmite mecánicamente hasta una aguja indicadora que señala en una escala graduada la presión de entrada.

Figura 2.32. Manómetro



Fuente: Marc Barranco, 1998.

Las propiedades de medición a tener en cuenta en un manómetro son:

Alcance o Rango.

Es la distancia numérica existente entre el menor valor y el mayor valor estampado en el limbo del instrumento. Solo 80% de estos valores que aparecen estampados en el limbo tienen veracidad, según esto el 20% de los valores iniciales o finales carece de veracidad y por lo tanto no deben tomarse en cuenta en lo posible.

Sensibilidad.

Es la magnitud del desplazamiento del elemento medidor (“aguja”) del instrumento por unidad de variación de la cantidad medida, por ejemplo la variación de 1 psi producirá una pequeña variación de la “aguja” si el limbo está estampado con una variación de 2 psi, pero producirá una gran variación si el limbo está estampado con una variación cada 0.1 psi. Luego un manómetro calibrado de 2 en 2 psi es comparativamente muy poco sensible. La sensibilidad de todo instrumento depende de su principio de funcionamiento y construcción.

Responsibilidad.

Es la menor variación de la cantidad medida que produce una variación perceptible del elemento indicador del manómetro, por ejemplo; si a 200 psi un determinado manómetro requiere una variación de 2 kg/cm^2 para que su aguja se mueva, su responsabilidad del manómetro es de 2 kg/cm^2 también suele utilizarse el término índice de responsabilidad, que no es otra cosa que la responsabilidad del instrumento dividida por el valor original de la cantidad medida. Por ejemplo en el presente caso, la responsabilidad de un instrumento será $2/200$, o sea 1%.

Variancia.

Se define como el monto en que puedan diferir las lecturas sucesivas del indicador cuando se aproximen al valor verdadero ya sea de ascendiendo o descendiendo, por ejemplo si un manómetro alcanza un valor verdadero de 200 kg/cm^2 y con el indicador de ascenso la lectura del limbo nos da 199 kg/cm^2 y con el indicador en descenso desde una presión mayor la lectura no da 201 kg/cm^2 , la variancia del manómetro es de 2 kg/cm^2 .

Filtros.

Son los elementos acondicionadores del fluido que tienen como misión principal la de eliminar los contaminantes que éste arrastra. Existen diversos tipos de filtros para aplicaciones en circuitos oleohidráulicos según su función, grado de filtración y volumen de fluido que filtran; sin embargo, la filtración se realiza por medio de uno o varios de los siguientes sistemas.

Filtro de aspiración.

Elemento cuyo grado de filtración suele ser superior a 50 micras y que se coloca en la aspiración de la bomba para protegerla de las partículas de gran tamaño procedentes del depósito.

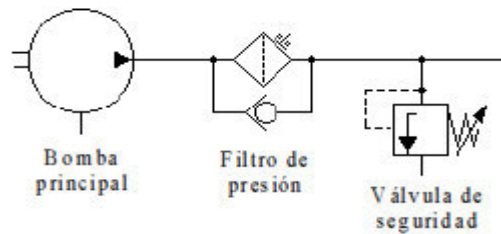
Como filtro de aspiración suelen usarse mallas metálicas y en aplicaciones especiales pueden instalarse filtros más finos, en cuyo caso deberá instalarse un vacuómetro en la entrada de la bomba y se protegerá la aspiración con una válvula by-pass. Esta válvula deberá permitir el paso del caudal máximo de la bomba con la mínima pérdida de carga, para el caso de obstrucción del filtro de aspiración.

Normalmente estos filtros se instalan en el interior del depósito, por lo que su accesibilidad para la limpieza y el mantenimiento es muy limitada. Por ello deberán sobredimensionarse para evitar su frecuente obstrucción.

Filtro de presión.

Colocado en la línea de presión del circuito, puede utilizarse para la protección general del circuito, (colocado a la salida de la bomba), o para la protección exclusiva de un elemento del circuito especialmente sensible al contaminante (por ejemplo una servoválvula). En este caso, el filtro se coloca inmediatamente antes del elemento a proteger.

Figura 2.33. Filtro de presión



Fuente: Marc Barranco, 1998.

La figura 2.33 muestra la primera opción de montaje del filtro de presión, es decir, a la salida de la bomba para la protección de todos los componentes (excepto la propia bomba). Es de gran eficacia en caso de avería de la bomba con generación de contaminante. Si el filtro incorpora su propia válvula by-pass con capacidad suficiente para el caudal máximo de la bomba, éste se podrá montar antes de la válvula de seguridad del circuito. Si el filtro de presión no lleva su propia válvula by-pass, o el caudal máximo a través de ésta es inferior al máximo de la bomba, se deberá instalar el filtro de presión después de la válvula de seguridad.

Filtro de aire.

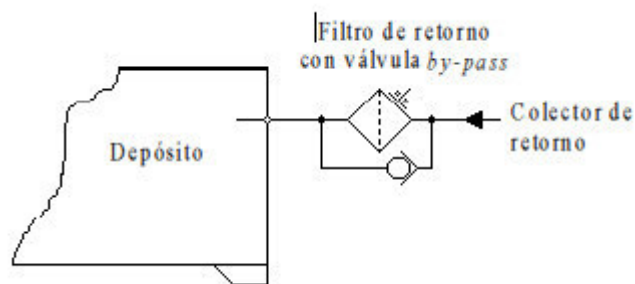
Se emplea para retener las partículas suspendidas en el aire antes de que éste entre en contacto con el fluido. En todos los depósitos se producen variaciones en el nivel del fluido en función del ciclo de llenado de los cilindros, fugas externas, etc., y al variar este nivel entra o sale aire del depósito (salvo en los depósitos herméticos presurizados con una vejiga, sistema principalmente empleado cuando la diferencia de volúmenes es mínima, lo que ocurre en las transmisiones hidrostáticas); el aire que entra deberá filtrarse para evitar la entrada de nuevos contaminantes al depósito.

Filtro de retorno.

Se instala en casi todos los sistemas oleohidráulicos. Su misión principal es la filtración del fluido una vez ya ha circulado por los elementos y teóricamente arrastra consigo los contaminantes generados por el propio circuito (Figura 2.34).

Este filtro debe instalarse en el colector de retorno para filtrar la totalidad del fluido que regresa al depósito.

Figura 2.34. Filtro de retorno



Fuente: Marc Barranco, 1998.

Filtro de llenado.

Es muy importante garantizar que el fluido nuevo que se introduce en el circuito esté filtrado; por ello deberá equiparse el sistema con un filtro de llenado. Existen varias soluciones opcionales como son el empleo de un grupo de trasiego y filtración para llenar los depósitos o el uso del propio filtro de retorno.

Actualmente la mayoría de sistemas oleohidráulicos están solamente protegidos del ingreso de contaminante por el depósito con un filtro de aire y un tapón de llenado. El grado de filtración de este tapón de llenado no suele bajar de 60 mm, aunque en muchos casos dificulta tanto la operación de llenado que muchos usuarios lo eliminan.

Tubería, cañerías, manguera y racores.

Las tuberías, cañerías, mangueras y racores son los accesorios necesarios para la interconexión de los distintos componentes del sistema. Son los componentes (rígido o flexible) por los que circula el fluido, en el caso de circuitos oleohidráulicos unas veces con presión para realizar el trabajo del actuador ,otras sin apenas presión para desalojar las cámaras del mismo actuador y conducir el fluido hacia el depósito y utilizados también como conducto de aspiración del fluido desde el depósito que lo almacena, hasta la misma bomba generadora de la presión , por su parte en circuitos neumáticos ,el fluido discurre unas veces con presión para realizar un trabajo determinado, y otras, sin apenas presión, es conducido para ser desalojado al exterior y formar parte del aire atmosférico . Mientras que los racores y las bridas son los sistemas de unión de las tuberías y mangueras entre sí o con los restantes componentes.

Las leyes que rigen para este medio de transmisión energética son las que se utilizan para las conducciones de cualquier fluido a presión. Esencialmente se trata de transportar ya sea aceite o aire a presión a lo largo de todo el circuito, con mínimas pérdidas o caídas de presión y de la forma más económica posible. Las caídas de presión son indeseables y deben ser reducidas al máximo; para disminuir estas pérdidas es preciso tener en cuenta ciertos factores en el diseño de tuberías: mínimas longitudes de transporte, diámetros suficientes de paso, tubos con superficies interiores lisas y reducción, en lo posible, de estrangulaciones de tubería y cambios bruscos en la dirección del fluido.

Tuberías.

En la oleohidráulica, se emplean dos tipos de tubería: tubería rígida y tubería flexible. La primera se emplea para la interconexión entre componentes que se suponen fijos o sin movimiento relativo, y la segunda, para cuando exista algún tipo de posible movimiento entre dichos componentes o cuando el montaje del circuito se facilite con este tipo de tuberías.

En cada caso se utilizan racores de unión diferente. Los tubos rígidos empleados en oleohidráulica son similares, aunque más robustos.

Los tubos en los circuitos oleohidráulico cumplen diferentes funciones y, por lo tanto, la elección de los mismos dependerá de esa función. Los parámetros esenciales para la elección son la presión que debe soportar, el caudal del fluido que circulará por el interior de los mismos y la velocidad del fluido. Atendiendo a la función que desempeñan, se puede establecer en grupos según sea el sistema.

Las tuberías de aspiración; son tuberías encargadas de conducir el aceite desde el tanque hasta la entrada de la bomba. El extremo libre de la tubería debe encontrarse sumergido en el aceite con el objeto de evitar la aspiración de aire. Es frecuente también que en ese extremo se monte un filtro de aspiración. Esta conducción se debe procurar que sea de la menor longitud posible con objeto de facilitar la función de aspiración. El diámetro interior se debe dimensionar de forma generosa para que la velocidad del fluido sea lenta y que la bomba no se vea obligada a forzar la aspiración. Por estas tuberías circula el aceite a la velocidad más lenta de todo el circuito. Puede apreciarse que en ellas el sentido del flujo es siempre el mismo ya que se dirige hacia la bomba. Son tuberías en general no soportan presión.

Las tuberías de presión; son tuberías que van desde la salida de impulsión de la bomba hasta el correspondiente distribuidor del actuador, o bien hacia otro componente del circuito. En estas tuberías la velocidad del fluido puede ser la más rápida y dependerá también de la presión de trabajo en el circuito. Estas tuberías se encuentran sometidas a la mayor presión que se produce en el circuito.

Las tuberías de distribución; son tuberías hacia las distintas cámaras de los actuadores y son tuberías que cumplen doble función de tuberías de presión y tuberías de retorno, dependiendo el sentido del movimiento del vástago. En estas tuberías es necesario buscar un cierto equilibrio en lo que al dimensionado del diámetro interior se refiere. Se trata de

dimensionarlas como tuberías de presión pero con ciertas generosidades para que cumplan adecuadamente también su función como tuberías de retorno.

Las tuberías de retorno; son tuberías por las que el aceite retorna desde el distribuidor hasta el depósito, o también desde la conducción de descarga de cualquier otro componente hasta dicho depósito. En estas tuberías, el fluido circula sin apenas presión. La velocidad debe ser algo más lento que en los conductos de presión y el sentido del flujo es también constante, y se dirige desde el distribuidor o desde ese otro componente del circuito, hacia el depósito.

En el anexo 4 se muestran variedades de tubos con ciertas características para sistemas oleohidráulicos.

Racores y otros componentes auxiliares.

En el mercado existe una amplia gama de racores y otros componentes auxiliares diversos que se utilizan para conectar las mangueras a los componentes o a las tuberías en instalaciones oleohidráulicas y que emplean tubo rígido, bien sea en toda la instalación, o bien sea en parte de ella. La mayoría son de acero, pero también se puede encontrar de latón.

La rosca *Whitworth BSP* o rosca GAS, es la que se utiliza con mayor frecuencia, ya que las bombas, las válvulas, los reguladores de presión y de caudal y otros componentes suelen comercializar con este tipo de roscas para todo el mundo.

En todos los casos la unión del racor con el tubo se lleva a cabo mediante uniones universales basadas en anillos cónicos de cierre. Para que se produzca la estanqueidad es preciso que el anillo comprima radialmente al tubo mordiéndolo de tal manera que el trozo de tubo ,desde el anillo hasta el borde, como el mismo anillo, no son recuperables o desmontables, si lo son los racores correspondientes de montajes, que pueden emplearse en otras uniones. Estos racores se suelen comercializar para soportar distintas gamas de

presiones dividiéndose en serie ligera y pesada y que abarcan normalmente presiones de 100, 160, 250, 320, 400 y 630 bar.

En el anexo 5 se adjunta las tablas concernientes a los racores más usados en la oleohidráulica.

2.4 ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF)

Fue desarrollada en el ejército de Estados Unidos por los ingenieros de la *National Agency of Space and Aeronautical* (NASA), empleado para evaluar la confiabilidad y para determinar los efectos de fallas de los equipos y sistemas.

Es una herramienta de máxima utilidad en el desarrollo del producto que permite identificar las variables significativas del proceso/producto para poder determinar y establecer las acciones correctoras necesarias para la prevención del fallo, o la detección del mismo si éste se produce.

La definición exacta, es una herramienta dirigido a lograr un aseguramiento de calidad, que mediante el análisis sistemático, contribuye a identificar y prevenir los modos de fallo, evaluando su gravedad, ocurrencia y detección, mediante los cuales habrá que actuar para evitar que se presenten dichos modos de fallo. Está orientada a reducir o eliminar los problemas funcionales conocidos.

Un modo de fallo puede estar originado por una o más causas. Éstas pueden ser independientes entre sí. Lo más importante es establecer la cadena de sucesos en el orden correcto para una mejor comprensión del problema y una adecuada valoración de los índices de ocurrencia.

La eliminación de los modos de fallas potenciales tiene beneficios tanto corto como a largo plazo. A corto plazo representa ahorros de los costos de reparaciones, las pruebas

repetitivas y el tiempo de paro. El beneficio a largo plazo es mucho más difícil medir puesto que se relaciona con la satisfacción del cliente con el producto y con su percepción de calidad; esta percepción afecta las futuras compras de los productos y es decisiva para crear una buena imagen de los mismos.

Por otro lado, el AMEF apoya y refuerza el proceso ya que:

- Ayuda en la selección de alternativas de solución.
- Proporciona información adicional para ayudar en la planeación de programas de pruebas eficientes.
- Desarrolla una lista de modos de fallas funcionales, clasificados conforme a su probable efecto.
- Proporciona un formato documentado abierto para recomendar acciones que reduzcan riesgos para hacer seguimiento de ellas.
- Detecta fallas en donde son necesarias características de auto corrección o de leve protección.
- Identifica los efectos potenciales que de otra manera podrían pasar desapercibidos.
- Detecta fallas primarias, pero a menudo mínimas, que pueden causar ciertas fallas secundarias.
- Proporciona un punto de vista claro para la comprensión de las funciones de un sistema.

La metodología emplea:

Determinación del contexto operacional: A la hora de realizar un AMEF es importante saber el funcionamiento del activo que será analizado, se busca determinar todas las funciones que tiene el activo y los elementos que participan dentro de dichas funciones. Pero también es relevante colocar dicho activo dentro de un contexto operacional ya que esto va a generar ciertos parámetros de funcionamiento que luego nos ayudará a elaborar el listado de fallas funcionales que tengan que ver con normas de seguridad, ambiente y estándares de desempeño.

Listado de fallas funcionales: Para el listado de las fallas funcionales tener en consideración la manera como han sido percibidos y como se han venido manifestando en el desarrollo de la operación.

Listado de modos de falla: Para elaborar el listado de modos de falla primero se generó el estudio de los parámetros. Diremos que existe una falla funcional cuando cualquiera de estos parámetros no están dentro de lo permitido, dejando el cumplimiento oportuno de desempeño deseado. Los parámetros de desempeño viene acompañado de límites tanto superiores como inferiores, es decir, la falla funcional existe operando tanto por arriba o por debajo de los límites de desempeño estipulados.

Listado de fallas potenciales: Luego de que tenemos definidos las fallas funcionales de nuestro activo tenemos que definir cuáles son los motivos que causan dichas fallas funcionales. Las fallas potenciales listadas serán resultado de las comparaciones de los parámetros establecidos inicialmente. Para generar la lista se pasó por el proceso de medición de los parámetros de funcionamiento.

Determinación del efecto de falla: La determinación del efecto de falla consiste en la descripción de la consecuencia del modo de falla. Esta descripción se logró mediante la ocurrencia de fallas, y a través de un análisis de funcionamiento por medio del estudio de los parámetros correspondientes.

Determinación de las tareas pro-activas: Para la determinación de las tareas pro-activas es necesario conocer las causas de fallas. Al saber la causa de cada modo de falla es más sencillo asociar una tarea pro-activa.

Elaboración de la tabla AMEF: Con la información que se recolectará se conforma una tabla de AMEF, esta tabla estaría compuesta de los siguientes elementos:

- Logotipo de la empresa: Es importante la identificación ya que el formato de las tablas de AMEF si bien es muy parecido, es particular para cada empresa.
- Identificación del activo: Se identifica el nombre del activo analizado y su ubicación técnica para asociarlo a la línea de producción a la que pertenece.
- Identificación de la persona que realizó el AMEF: Es importante la identificación de la persona que realizó la tabla de AMEF, ya que de esta manera se adquiere la responsabilidad por la información allí expuesta. Esta es una persona la cual está vinculada y tiene un acceso directo con las máquinas, conociendo el funcionamiento.
- Conjunto: En la columna de conjunto se identifica el sistema analizado.
- Función: Se colocan todas las funciones del sistema con el trabajo de desempeño. La columna de función viene acompañada con otra columna que simplemente lleva la enumeración.
- Falla de función o falla funcional: Se listan las fallas funcionales acompañadas por una columna que asocia cada falla funcional a una letra siguiendo un orden alfabético.
- Modos de falla, falla potencial, efecto de falla, causa potencial y tarea pro-activa: El listado de modos de falla, falla potencial, efecto de falla, causa potencial y tarea pro-activa están asociados a una columna que lleva numeración arábica.

Modos de falla; es una causa de falla o una posible manera en la que un sistema podría potencialmente fallar en el cumplimiento de la función asignada.

Falla funcional; es la incapacidad de un elemento(o equipo que lo contiene) para cumplir con un estándar de rendimiento especificado.

Falla potencial; es una condición física identificable que indica una falla funcional inminente.

Efecto de falla; se define como el resultado de un modo de fallo en la función del sistema.

Causa potencial; es el origen del modo de fallo y constituyen el indicio de una debilidad del diseño cuya consecuencia es el propio modo de fallo.

Acciones posteriores recomendadas; son las actividades que reducen y/o evitan el riesgo de fallo en una frecuencia oportuna.

CAPÍTULO III

PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS ACTUAL

3.1 GENERALIDADES DE LA EMPRESA INNOVA AMBIENTAL S.A.

3.1.1 UBICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

La empresa Innova Ambiental S.A (anteriormente Relima Ambiental S.A) la cual es el resultado de la fusión de dos prestigiosas empresas (el grupo Solví de Brasil, especialista desde hace más de 40 años en el rubro de limpieza urbana y cuidado del medio ambiente y la empresa peruana Ecovida Ambiental S.A.) que unieron sus esfuerzos y la más avanzada tecnología de punta, para ofrecer servicio en el rubro de limpieza pública. En la actualidad trabaja con la Municipalidad Metropolitana de Lima (MML), Municipalidad de Miraflores (MMI) y la Municipalidad de San Isidro (MSI), las cuales son gestionadas desde las sedes de San Juan de Miraflores y Surco respectivamente. La sede Surco tiene a su responsabilidad un total de 15 compactadores destinados 8 a la MMI y 7 MSI con 2 años en promedio de antigüedad. El listado de las máquinas según código destinadas a la Municipalidad de Miraflores son: 5052,5053,5213,5214,5215,5216,5217,5218 y para la Municipalidad de San Isidro: 5045,5046,5047,5048,5049,5050,5051.

Figura 3.1. Camión compactador en el servicio de recolección de MMI



Fuente: Página Web de Innova Ambiental.

Figura 3.2. Camión compactador en el servicio de recolección de MSI



Fuente: Página Web de Innova Ambiental.

Se manejan planos de recolección para las rutas de servicios de los camiones compactadores tanto para la MMI (ver figura 3.3) y para la MSI (ver figura 3.4).

Figura 3.3. Plano de recolección de los compactadores del distrito de Miraflores



Fuente: Gerencia de operaciones de Innova Ambiental.

Figura 3.4. Plano de recolección de los compactadores del distrito de San Isidro



Fuente: Gerencia de operaciones de Innova Ambiental.

El proceso de servicio de estas unidades comienza con la salida en el horario establecido (ver Tabla 3.1) de cada sector y haciendo el recorrido designado por operaciones, una vez que se finalice la ruta de recolección, los camiones compactadores se dirigen a la sede de San Juan de Miraflores para poder desembarcar todo lo recolectado y así también se realice el lavado de la unidad para después proceder nuevamente con su rutina diaria.

Tabla 3.1. Horarios de salida de los camiones compactadores

Miraflores	7:00 am -15:00 pm (1 unidad)
	12:30 pm -20:00 pm(1 unidad)
	19:45 pm -6:00 am(Todas las unidades)
San Isidro	5:00 am -13:00 pm(1)
	15:45 am- 2:00 am(6)

Fuente: Elaboración Propia.

3.1.2 POLÍTICAS DE GESTIÓN

- Política de calidad

Establece las directrices por las cuales la empresa busca mantener y elevar el bienestar de sus clientes, accionistas, trabajadores y comunidad, basándose en:

- Brindar los servicios con responsabilidad, puntualidad, seguridad, modernidad, a través de la eficiencia y eficacia.
- Promover el desarrollo sostenido a favor del cuidado y preservación del medio ambiente.
- Ser una empresa con uno de los mejores ambientes para trabajar, brindando capacitación continua para el desarrollo y crecimiento de los colaboradores.

- Política Ambiental

Establece las directrices por las cuales la empresa busca un proceso de armonización de las relaciones entre sus actividades y el medio ambiente, basándose en:

- Desarrollar sus procesos de recolección, transferencia, disposición final de residuos, barrido y mantenimiento de áreas verdes dentro del territorio nacional, priorizando la mejora continua y la prevención de la contaminación.
- Atender rigurosamente la legislación aplicable, normas, reglamentaciones y otros requisitos específicos.
- Monitorear los impactos ambientales relacionados a sus actividades, productos y servicios en armonía con las partes interesadas.
- Promover la comunicación interna y externa de esta política ambiental y los resultados ambientales relacionados, con transparencia y prontitud.

- Política de Seguridad y Salud Ocupacional

Establece las directrices por las cuáles la empresa busca un sistema de control de los riesgos de Seguridad y Salud Ocupacional de las personas que trabajan en la empresa y de aquellas que se encuentran bajo el control de la organización.

3.2 SITUACIÓN ACTUAL

Desde el mes de enero a octubre del 2014 se analizó las fallas por sistemas y la variación del índice de disponibilidad de los camiones compactadores 17 250E sede Surco para poder saber cuáles son los sistemas críticos, y después desde enero a octubre del 2015 se prosiguió a las mediciones y estudios de los parámetros fluidodinámicos para su empleo en el AMEF.

En la tabla 3.2 se muestra que los sistemas; eléctrico, oleohidráulico y frenos son donde existen mayores incidencias de fallas en los camiones compactadores 17250E, según recopilación del software de mantenimiento llamado Simeq y de todas las órdenes de trabajo realizadas en el taller de sede Surco y también externas.

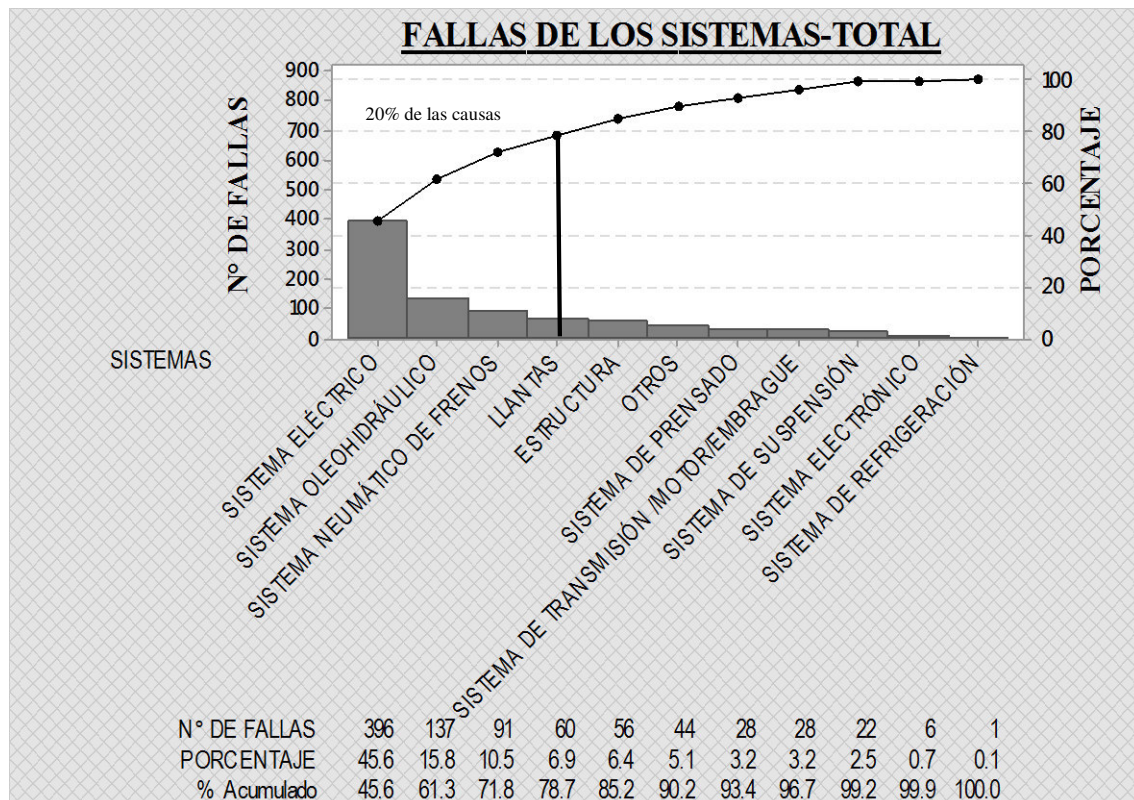
Tabla 3.2. Frecuencia de fallas por sistemas

SISTEMAS	N° DE FALLAS
SISTEMA ELÉCTRICO	396
SISTEMA OLEOHIDRÁULICO	137
SISTEMA NEUMÁTICO DE FRENOS	91
LLANTAS	60
ESTRUCTURA	56
OTROS	44
SISTEMA DE TRANSMISIÓN /MOTOR/EMBRAGUE	28
SISTEMA DE PRENSADO	28
SISTEMA DE SUSPENSIÓN	22
SISTEMA ELECTRÓNICO	6
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	1
TOTAL	869

Fuente: Elaboración propia.

También se realizó el análisis de Pareto de las fallas para tomar como referencia que el 80% de las consecuencias proviene del 20% de las causas. De esta manera se puede observar muy claramente que en la gráfica 3.1 el sistema oleohidráulico es parte del porcentaje de las causas.

Gráfico 3.1. Análisis de Pareto de fallas de los sistemas



Fuente: Elaboración propia.

Es así que estas incidencias de fallas de los sistemas, se ven reflejadas de manera total en la disponibilidad de los camiones compactadores siendo por debajo del *benchmarking* mensual del 97%, lo cual se puede apreciar (tabla 3.3) que no hay un cumplimiento.

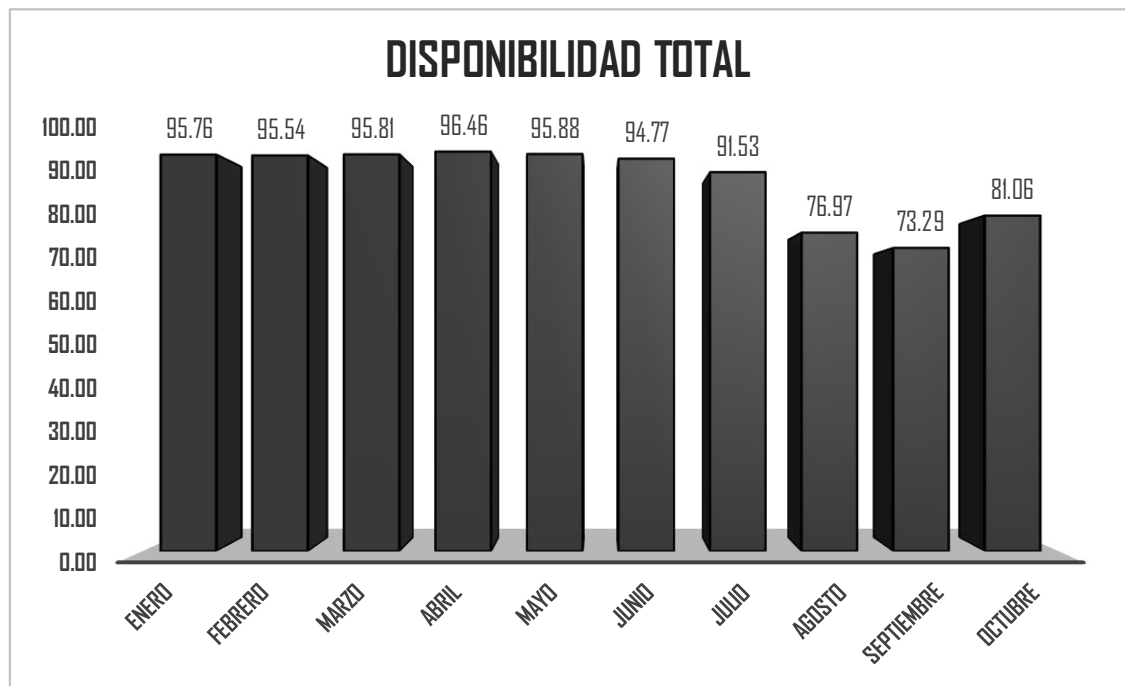
Tabla 3.3. Disponibilidad total de los camiones compactadores

TOTAL(ENERO-OCTUBRE) 2014										
DISPONIBILIDAD	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre
TOTAL DE UNIDADES	95.76%	95.64%	95.81%	96.46%	95.88%	94.77%	91.53%	76.97%	73.29%	81.06%

Fuente: Elaboración propia.

Para la mejor representación de los datos de la tabla anterior nos ubicamos en la gráfica 3.2 en la cual refleja que en los meses de agosto, septiembre y octubre hubo una baja de disponibilidad muy marcada.

Gráfica 3.2. Histograma de la Disponibilidad total de los camiones compactadores



Fuente: Elaboración propia.

Para mayor detalle tanto de las incidencias de falla y disponibilidades de la MMI y MSI ubicarse en el anexo 6.

3.3 DESCRIPCIÓN DE LOS CAMIONES COMPACTADORES 17 250E

Estas máquinas han sido acondicionadas de acuerdo al uso de recolección, con esto me refiero que son vehículos potentes divididos en dos partes fundamentales; el camión y el colector compactador de residuos sólidos, que básicamente todo su funcionamiento es mediante el sistema oleohidráulico.

Toda la máquina es de fabricación brasilera por las empresas Volkswagen, Facchini y Usimeca, y viene identificada con un número de modelo y de serie. Su capacidad de carga es de 11 ton en promedio.

Posee un motor *Cummins Interact* serie C de 6 cilindros, potencia de 250 cv ,con sistema de inyección *Common Rail* controlado por un Módulo de control Electrónico (ECM),así mismo cuenta con una palanca de accionamiento para la transmisión de seis marchas hacia adelante(sincronizadas) y 1 reversa. También está equipada de un embrague de fricción de discos múltiples, un sistema oleohidráulico especialmente en todo el colector compactador y de un sistema de frenos de aire comprimido “S” con tambor en ruedas delanteras y traseras.

Estos camiones compactadores son vehículos de propulsión por tener las ruedas motrices en el eje posterior, dejando de esta forma únicamente en el eje delantero la dirección del vehículo; tienen un reparto de pesos mucho más equilibrado siendo casi de 50% entre el eje delantero y el eje posterior.

Los principales componentes: chasis, motor, sistema oleohidráulico, sistema de suspensión, sistema de transmisión, sistema de diferenciales, sistema de frenos y sistema eléctrico.

Las funciones principales de los camiones compactadores son: cargar, compactar, transportar y descargar los residuos sólidos recolectados. Cabe resaltar que la única

diferencia existente entre los camiones compactadores destinados a la MMI es, que estos son de doble eje posterior (6x2) y los de MSI solo tienen un eje posterior (4x2); ésta diferencia ha servido para la designación de códigos de las unidades.

Figura 3.5. Camión compactador 17 250E MMI, imagen lateral y frontal



Fuente: Elaboración propia.

Figura 3.6. Camión compactador 17 250E MSI, imagen lateral y frontal



Fuente: Elaboración propia.

La carga es la operación realizada cuando se ingresan los residuos al interior de la caja de carga del conjunto por la cola (compartimiento de carga). En este momento, el panel transportador y la prensa, que empujan y compactan la basura hacia la caja, estarán en la posición de descanso.

La compactación se divide en 4 etapas, iniciándose cuando el panel transportador se desliza y la prensa se mueve hacia atrás, sobre la carga.

1°Apertura de la prensa

Los cilindros de la prensa y el panel transportador de la prensa todavía no se encuentran accionados para el funcionamiento.

2°Apertura del panel transportador

Mediante la palanca de accionamiento se da apertura de funcionamiento de los cilindros del panel transportador para que este se pueda desplazar hacia el compartimiento de carga.

3°Cerramiento de la prensa

Se acciona la palanca para dar funcionamiento a los cilindros de la prensa y este pueda coger todo el montículo de residuos sólidos ubicados en el compartimiento de carga.

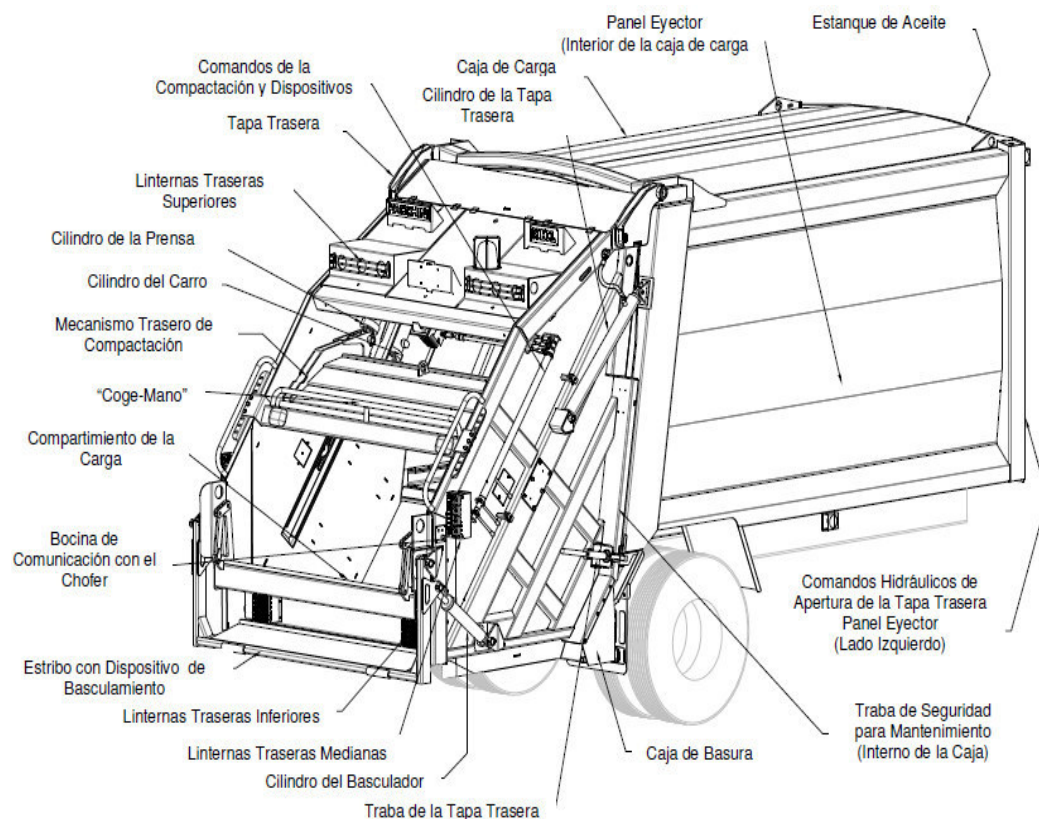
4°Cerramiento del panel.

Los cilindros del panel transportador son accionados para que estos vuelvan a su estado inicial.

Cuando la unidad esté completamente cargada (fin de recolección de residuos), el panel eyector se apoyará frente de la caja. Después se transportarán las unidades para su descarga.

La descarga se realiza al destrabar los seguros de la tapa trasera y así dar apertura total de la puerta trasera mediante su accionamiento por palanca, después de esto recién se procederá a accionar el panel eyector para que puede ser empujado hasta al fin de curso, eyectando toda la carga de residuos. Finalmente se volverá accionar las palancas para que tanto la tapa trasera y el panel eyector vuelvan a su estado inicial y así asegurar las trabas de la tapa. Luego de este proceso de carga, compactación, transportación y descarga, la máquina estará nuevamente en condiciones para repetir toda la operación en general.

Figura 3.7. Partes del colector compactador, imagen lateral



Fuente: Facchini, 2009.

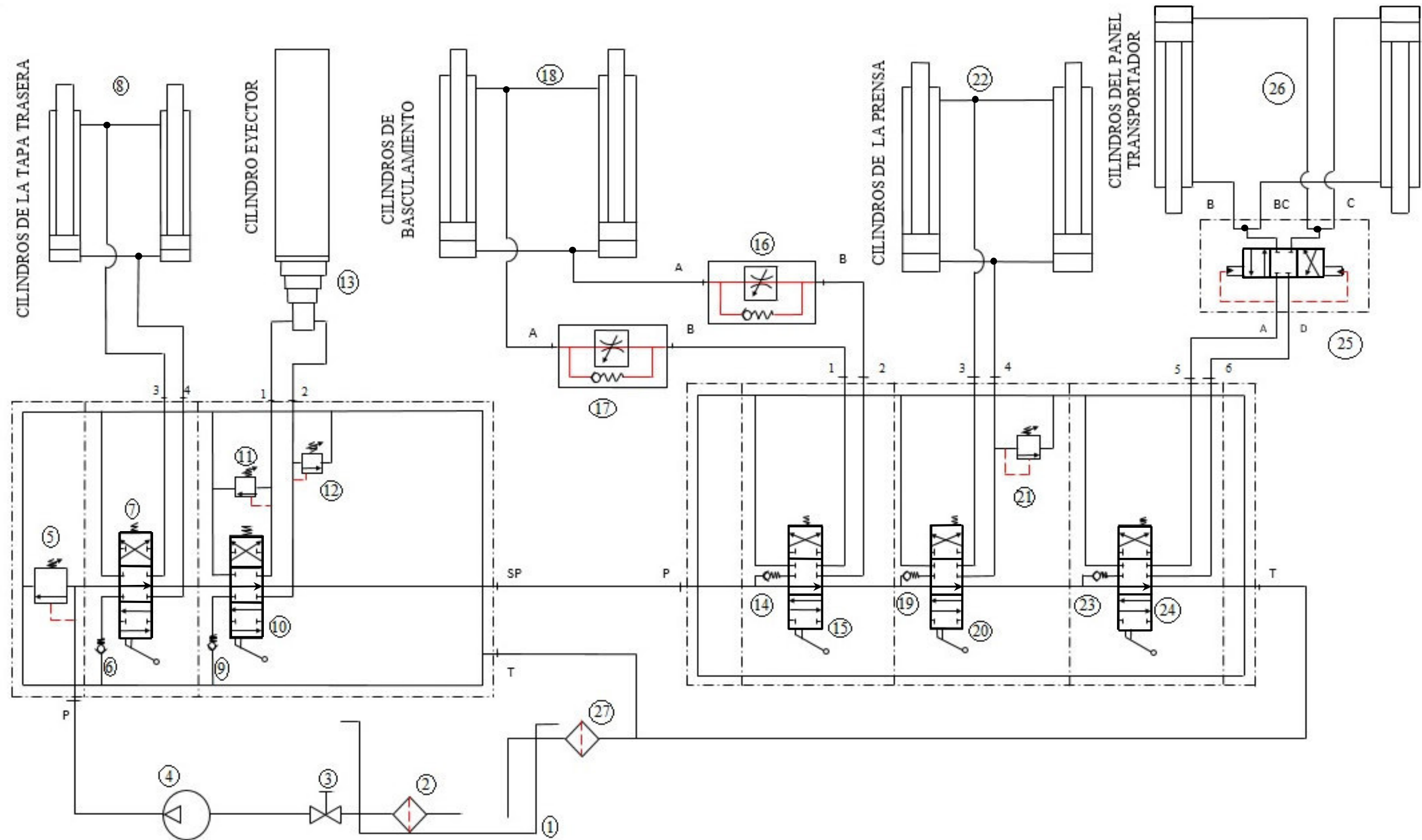
Al poder comprender la operación, aunque de una manera general, nos va a permitir dar paso a la explicación detallada del proceso de funcionamiento oleohidráulico, y así tener una noción más clara en cuanto al trabajo que realizan en los camiones compactadores dentro de la recolección de residuos sólidos. A continuación, se detallará más a profundidad como es el proceso de funcionamiento de estos sistemas.

3.3.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA OLEOHIDRÁULICO

En los camiones compactadores 17250E el sistema oleohidráulico es fundamental al funcionamiento de todo el colector compactador como ya se había mencionado.

En la figura 3.8 se puede apreciar el circuito oleohidráulico de la compactación.

Figura 3.8. Circuito oleohidráulico



Fuente: Facchini, 2009.

1 Tanque	10 Válvula distribuidora 6/3	19 Válvula antirretorno
2 Filtro de succión	11 Válvula de alivio	20 Válvula distribuidora 6/3
3 Válvula de bola	12 Válvula de alivio	21 Válvula de alivio
4 Bomba	13 Cilindro eyector	22 Cilindros de la prensa
5 Válvula de alivio	14 Válvula antirretorno	23 Válvula antirretorno
6 Válvula antirretorno	15 Válvula distribuidora 6/3	24 Válvula distribuidora 6/3
7 Válvula distribuidora 6/3	16 Válvula estranguladora con antirretorno	25 Válvula de pilotaje 4/3
8 Cilindros de la tapa trasera	17 Válvula estranguladora con antirretorno	26 Cilindros del panel transportador
9 Válvula antirretorno	18 Cilindros de basculamiento	27 Filtro de retorno

El inicio de este sistema se da cuando la toma fuerza con potencia de 35 kW esté acoplada a la bomba oleohidráulica, y el motor de combustión interna del camión funcione con la transmisión en neutro (punto muerto). En esta situación la toma de fuerza mueve a la bomba oleohidráulica. El acoplamiento de la toma fuerza debe ser efectuado de la siguiente manera:

- Aplicar el freno de estacionamiento.
- Con el motor funcionando en marcha lenta y punto muerto, presionar el embrague.
- Accionar el acoplamiento de a toma de fuerza a través del botón en el panel.
- Desenganchar el embrague lentamente.

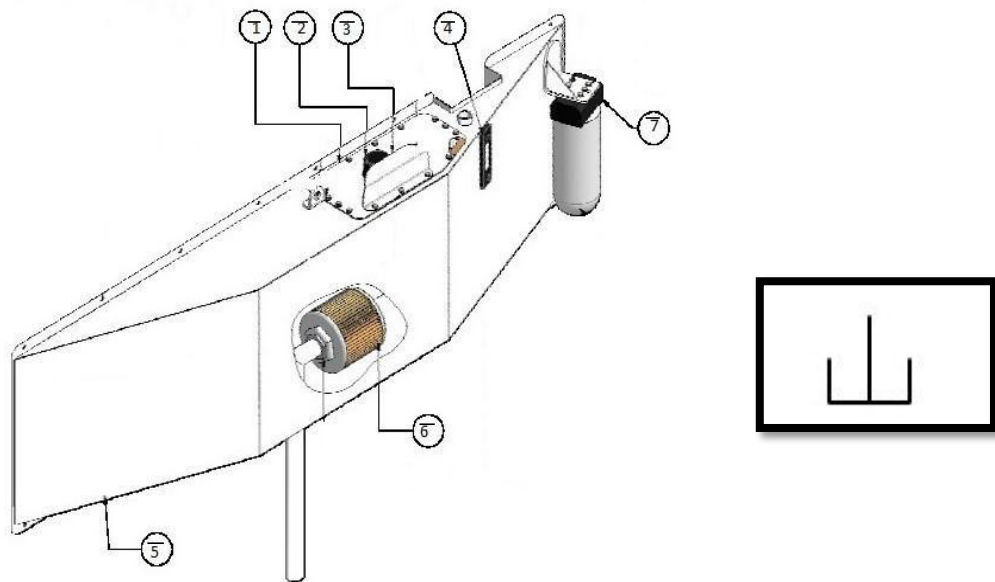
Una vez terminada esta etapa de acoplamiento se podrá dar inicio a la acción de los comandos del colector, esto dependiendo al proceso que se quiera realizar, ya sea carga, compactación y descarga.

Teniendo en consideración el circuito oleohidráulico, partimos del Tanque del fluido.

Tanque Oleohidráulico.

La máquina presenta un tanque oleohidráulico (1) localizado en la parte frontal superior de la caja, tiene una capacidad de 165 l de aceite hidráulico *tellus* 68 para así poder suministrar a la bomba. Esta equipada con una tapa de tanque ($\bar{1}$), protector de la tapa ($\bar{3}$), tapón de drenaje ($\bar{5}$), visor de nivel con termómetro ($\bar{4}$) el cual nos da facilidad de controlar diariamente el nivel de aceite y su temperatura.

Figura 3.9. Tanque oleohidráulico y sus componentes principales



Fuente: Facchini, 2009.

Los componentes internos del tanque de importancia son los filtros y el fluido hidráulico (aceite).

Filtro de aire.

El filtro de aire ($\bar{2}$) está ubicado sobre el depósito, se emplea para retener las partículas suspendidas en el aire antes de que éste entre en contacto con el fluido. Este filtro deberá mantenerse elevado sobre el depósito ya que así se mejorará su grado de filtración al trabajar.

Filtro de Succión.

El filtro de succión ($\bar{6}$) de 149 micrones está ubicado en el interior del tanque oleohidráulico y se coloca en la aspiración de la bomba para protegerla de las partículas de gran tamaño procedentes del depósito, que causan daños a los componentes oleohidráulicos.

Figura 3.10. Filtro de succión



Fuente: Facchini, 2009.

Fluido hidráulico.

El componente primario de todo sistema oleohidráulico es el fluido que contiene, en este caso el aceite. Este aceite hidráulico es el *tellus 68* que cumple con las siguientes propiedades: Presión de vapor (Se supone que es menor que $0.5Pa$ a $20^{\circ}C$), Punto de ebullición inicial (Se supone que sea $>280^{\circ}C$), Solubilidad en agua (Insignificante),

densidad ($\rho = 890 \text{ kg/m}^3$ a 15°C), Punto de inflamación (225°C) y Viscosidad ($\nu = 40 \text{ cstke} = 4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$).

Luego, la salida del aceite hidráulico es por un pasaje de una tubería rígida de acero de 38.1 mm que está unida al tanque hasta una válvula de bola y ésta a su vez por el otro extremo está conectada por una tubería flexible de caucho de la misma medida hasta la sección de orificio de admisión de la bomba. En este tramo el fluido es controlado por la válvula de bola.

Válvula de bola.

Esta válvula (3) de cierre simple de control del caudal de acuerdo al movimiento ejercido puede cerrar o abrir el paso del fluido directo hacia la bomba.

Figura 3.11. Válvula de bola



Fuente: Facchini, 2009.

Bomba oleohidráulica.

Es una bomba de paletas (4) de desplazamiento positivo Vickers, modelo 25VQ con 10 paletas, un caudal de 21 gal/min y se encuentra debajo del tanque o depósito de aceite; el proceso de transformación de energía se efectúa en dos etapas:

➤ Aspiración

Al rotar el eje de la bomba acoplada a la toma fuerza, donde está fijada el rotor (en el cual se han mecanizado unas ranuras que alojan las paletas, estas se mantendrán contra la pista interior del anillo por la acción de la fuerza centrífuga), este comienza a girar creando en primer lugar un aumento de volumen, al desplazarse las paletas hacia afuera, y con esto se genera una disminución de la presión en la entrada de bomba, como el depósito de aceite se encuentra sometido a presión atmosférica, se genera entonces una diferencia de presiones lo que provoca la succión y con ello el impulso del aceite hacia la entrada de la bomba. Al girar el rotor en el cual se han mecanizado unas ranuras que alojan las paletas, estas se mantendrán contra la pista interior del anillo por la acción de la fuerza centrífuga.

➤ Descarga

Al entrar el aceite, este giro del rotor también va producir una reducción de volumen (al desplazarse las paletas hacia adentro), el cual ocasiona un aumento de presión que va impulsar al aceite oleohidráulico hacia el conducto de salida, dado que el fluido no encontrará más alternativo que ingresar al sistema que es donde se encuentra espacio disponible, consiguiendo así la descarga.

Figura 3.12. Bomba oleohidráulica de paletas



Fuente: Página web.

Una vez transformada la energía mecánica en energía de fluido, se ejecuta la salida de impulsión de la bomba al sistema por una tubería rígida de acero de 0.0254m .La razón de las diferencias de diámetro que se puede apreciar entre el orificio de admisión de la bomba(es mayor) y el de presión ,es justificada por la necesidad de ingreso de aceite a la bomba al valor más bajo posible(máximo 1.22 m/s) y quedará como consecuencia mínimas pérdidas de carga, evitándose de esta forma el peligro de la cavitación.

Siguiendo con el plano oleohidráulico se debe resaltar que en todos estos circuitos debe existir al menos una válvula de seguridad, cuya función sea la de proteger a todo el circuito, incluyendo la mencionada bomba, contra un exceso de presión oleohidráulica.

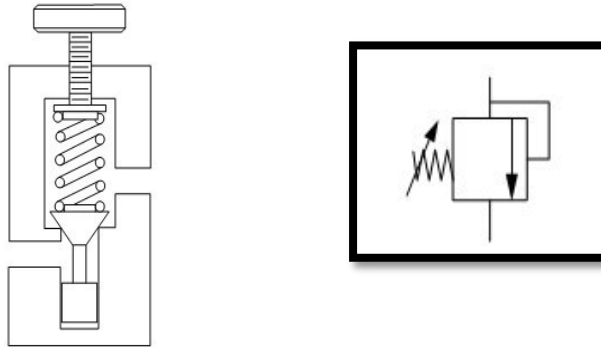
Válvula de alivio.

Esta válvula de alivio (5) se encuentra ubicada a la salida de la bomba, en lo principal se va encargar de evitar accidentes y daños por una presión excesiva, permitiendo ajustar y limitar la presión de todo el sistema oleohidráulico.

Si la fuerza generada por la presión es menor que la fuerza del muelle, la válvula permanecerá cerrada.

Cuando la fuerza de la presión de entrada se iguala a la fuerza del muelle, la válvula empieza a abrir, esta presión es de apertura; entonces una parte del caudal fluye hacia el depósito. Si la presión de entrada continúa subiendo, aumenta la fuerza de la presión y también aumenta la fuerza del muelle hasta la totalidad del caudal de transporte fluya hacia el depósito, la presión en la que sucede se le denomina de regulación. Siendo este el valor máximo de presión del sistema 190 bar.

Figura 3.13. Válvula de alivio



Fuente: Página web.

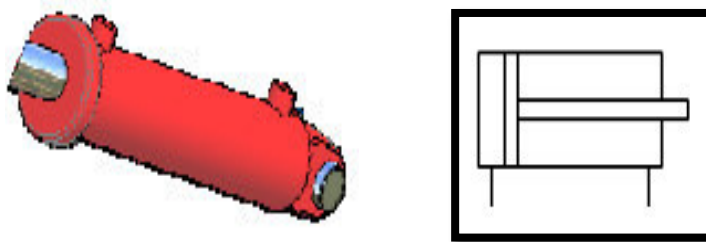
También podemos apreciar dos bancos de válvulas o comandos que tienen sistemas de alteración a cada tiempo, de operación a operación de cilindro. El primer banco gobierna a 3 actuadores y el segundo a 6, son accionados manualmente.

Tal y como ya se ha dicho, la circulación del fluido por el sistema oleohidráulico va depender del trabajo que se deba realizar por el sistema, evidentemente debe ser dirigido de manera conveniente a los diversos cilindros (movimiento de vástagos de los cilindros).

➤ Para efectuar la carga

Se utilizarán como medios los cilindros del basculador de contenedores (8) de mismo diámetro, los cuales ayudan a volcar la carga dentro del compartimiento del camión compactador, estos cilindros son de doble efecto y funcionan con velocidades de desplazamiento de vástagos sincronizados, con el objetivo de que ambos se desplacen conjuntamente como si de una sola unidad se tratara.

Figura 3.14. Cilindro de doble efecto

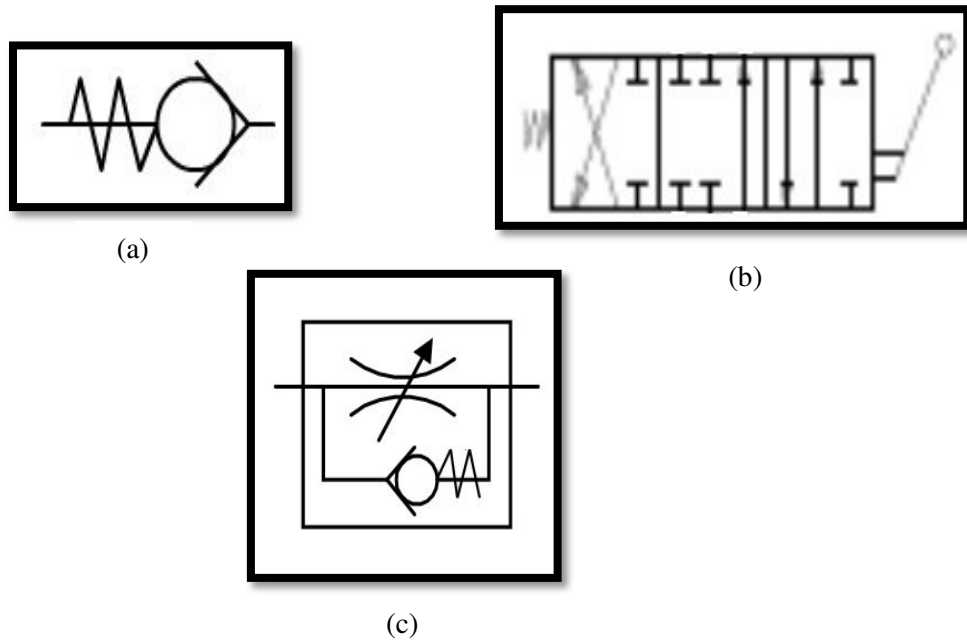


Fuente: Facchini, 2009.

Para hacer avanzar los vástagos de los cilindros, se acciona manualmente la palanca que desplaza la corredera del distribuidor a la posición de carrera activa, donde es ahí que el fluido comienza a ingresar gracias a la bomba (4) por una válvula antirretorno (14) con retorno por muelle (impidiendo descargar el flujo a través de la válvula de alivio o de la bomba) , por la válvula distribuidora 6/3 de 6 vías y 3 posiciones(15) y también por la válvula de estrangulamiento con antirretorno (16), dirigiéndose así el aceite hacia la cámara delantera del cilindro. Mientras tanto el aceite de las cámaras de los vástagos retorna hacia el tanque pero pasando por una válvula de estrangulamiento con antirretorno (17), de tal manera que controle las velocidades de los actuadores en un solo sentido.

En el caso del avance de los vástagos de los cilindros sucede que también debemos accionar la palanca para que siga el mismo procedimiento mencionado anteriormente. La posición de retorno de reposo será ejecutado por el muelle.

Figura 3.15. Simbología de la válvula check(a), válvula distribuidora 6/3(b) y válvula estranguladora con antirretorno(c)

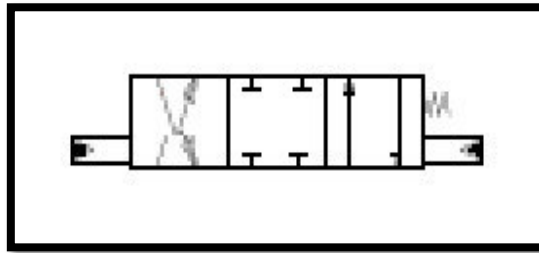


Fuente: Página web.

➤ Para efectuar la compactación

Para la realización de este trabajo se accionará la palanca del panel transportador , para ello se han instalado como actuadores dos cilindros de doble efecto (26), controlados por una válvula distribuidora 6/3 (24); antes del ingreso del fluido a este distribuidor se tiene una comunicación inicial con la bomba(4) y una válvula antirretorno(23) la cual permite la aspiración del aceite en una sola dirección; otro que ayuda a direccionar y dar paso al fluido es la válvula direccional 4/3 pilotada(25) oleohidráulicamente (utilizada para sincronizar de mejor manera con un dispositivo mecánico).

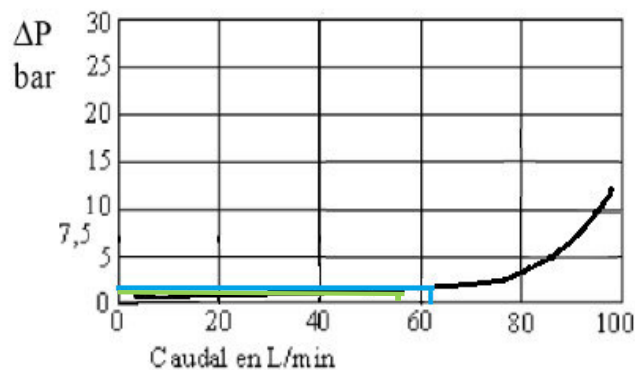
Figura 3.16. Simbología de la válvula pilotada de 4/3



Fuente: Facchini, 2009.

La válvula direccional 4/3 pilotada (25) presenta en la gráfica 3.3 la aproximación de su pérdida de carga.

Gráfico 3.3. Pérdidas de carga para la válvula direccional 4/3 pilotada



Fuente: Página Web

Después se procederá a accionar la prensa por medio de su palanca correspondiente, aquí también entra en funcionamiento la bomba (4), la válvula distribuidora 6/3(20) con una válvula antirretorno (19), instalada una al ingreso de ésta, y también existe una válvula de alivio (21) unida al circuito dirigido al actuador.

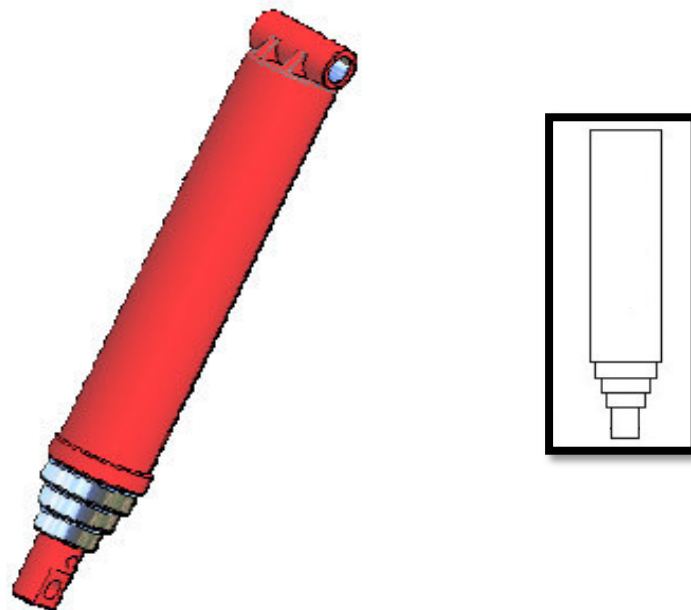
Estos dos componentes principales (panel transportador y la prensa) trabajan de manera independiente. Sí se desea retraer los cilindros del panel, simplemente se vuelve accionar la palanca para el sentido contrario; en el caso de los cilindros de la prensa sucede lo mismo.

➤ Para la descarga

Una vez destrabadas los seguros de la traba, se opera el comando de accionamiento manual por la palanca de la tapa trasera mediante su válvula distribuidora 6/3 (7) y la válvula antirretorno (6) y así dando a iniciar el retroceso de los vástagos de los cilindros de doble efecto (8) para abrir toda la tapa.

Posteriormente se tiene que movilizar todo el panel eyector hasta el final de su recorrido para eliminar toda la carga que existe en el colector compactador, esto se logra con el funcionamiento del cilindro telescópico de 4 etapas de doble acción (13), el cual también entra a trabajar gracias a la bomba (4), su válvula antirretorno (6), su válvula distribuidora (10) y su válvula de alivio (12).

Figura 3.17. Cilindro telescópico



Fuente: Facchini, 2009.

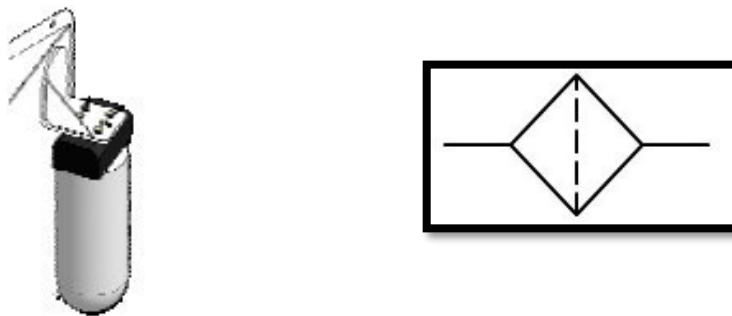
Para volver a su estado inicial los vástagos de los cilindros simplemente se tendrá que manipular las palancas al estado contrario al cual se ejecutó y este volverá a pasar por las respectivas válvulas que ya se indicaron.

En el momento en que los cilindros están accionados ya sea para el avance o retroceso siempre existirá una línea de transporte, en el cual una parte del fluido regrese al tanque pero antes pasando por un filtro de retorno (27); esto también sucede cuando se encuentra en reposo los actuadores.

Filtro de retorno.

El filtro de retorno (27) de 10 micrones, filtra el fluido una vez que ya haya circulado por los elementos y teóricamente arrastra consigo los contaminantes generados por el propio circuito.

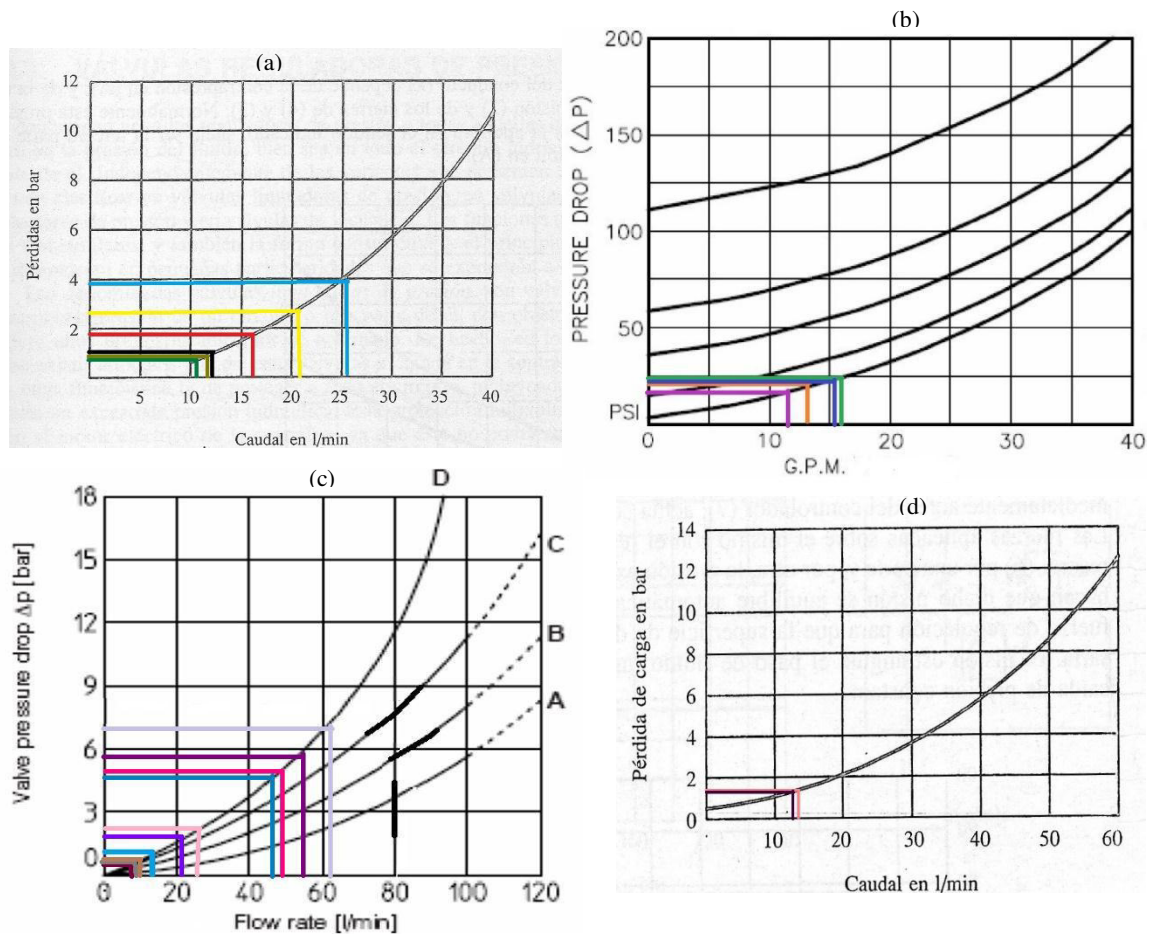
Figura 3.18. Filtro de retorno



Fuente: Facchini, 2009.

En este sistema oleohidráulico; las válvulas checks (6), (9), (14) presentan la curva de pérdidas de carga en la gráfica 3.4 (a) y las otras que son (19) y (23) se observa en (b) ,para las válvulas distribuidoras 6/3 (7), (10), (15), (20) y (24) se muestra en (c) y por último las pérdidas de carga para las válvulas de estrangulamiento con antirretorno (16) y (17) se observa en la gráfica 3.4 (d) ,todas estas curvas están en función del caudal o flujo volumétrico y presión.

Gráfico 3.4. Pérdidas de carga para las válvulas checks (a) y (b), válvulas distribuidoras 6/3(c) y válvulas de estrangulamiento con antirretorno (d)



Fuente: Página Web

3.3.2 CÁLCULOS, MEDICIONES Y COMPORTAMIENTO DE PARÁMETROS DEL SISTEMA OLEOHIDRÁULICO

Para la realización del cálculo de los parámetros de este proyecto, se dividió el circuito oleohidráulico en 5 sistemas de operación (tapa trasera, panel eyector, basculamiento prensa y panel transportador) con sus respectivos tramos de línea, a razón de que estos trabajan de manera independiente.

Si bien trabajan de manera independiente, tienen en común a la bomba oleohidráulica para su funcionamiento.

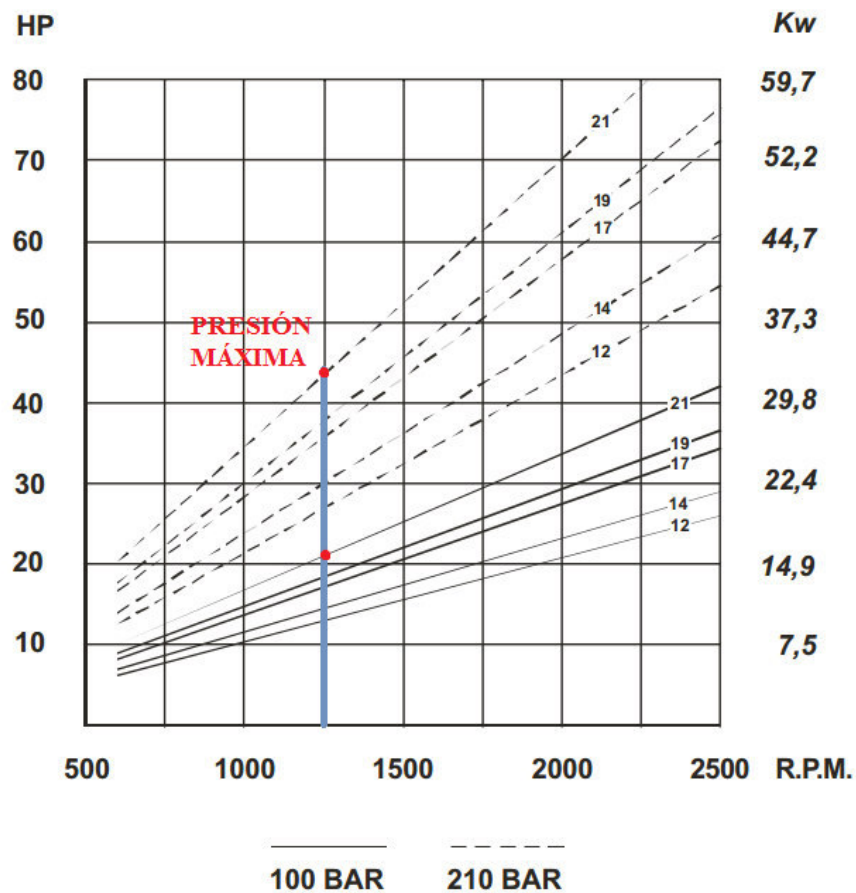
A continuación, a partir de la curva de desempeño de la bomba y los datos de entrada se determinará la presión máxima a la que opera cada sistema de operación y la eficiencia total η_T (gráfico 3.5).

Los datos de entrada con los que se cuenta son:

Toma fuerza de 35kW y 1250 RPM

Bomba con caudal teórico de 21 GPM = 79.49 l/min

Gráfico 3.5. Curva de desempeño de la bomba de paletas



Fuente: R. Freitag, R. Lang , J.Oppolzer, , P. Schwab y E. Sumpf.

Con ayuda de la curva de desempeño de la bomba nos da que la presión máxima es 210 bar.

Como la potencia del conjunto bomba-toma fuerza está definido por la expresión.

$$P = \frac{p\dot{V}}{600\eta_T} \quad (3.1)$$

Donde P es la potencia nominal de la toma fuerza en kW, p es la presión máxima de operación del sistema en bar, \dot{V} es el caudal o flujo volumétrico teórico de trabajo de la bomba (79.49 l/min) y η_T es la eficiencia total del conjunto bomba-toma fuerza.

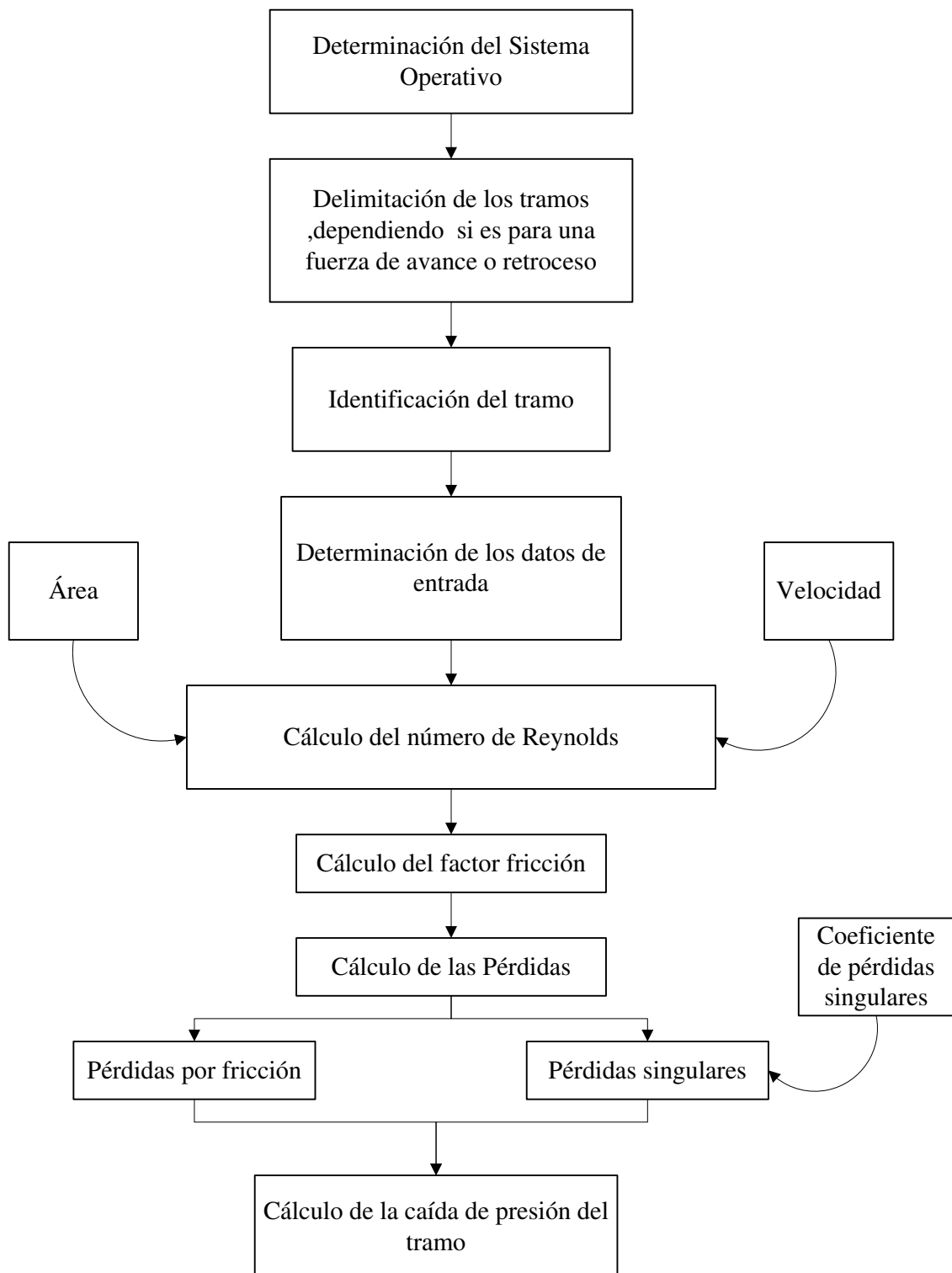
Despejando de la ecuación (3.1) la variable de la eficiencia total del conjunto bomba-toma fuerza, se tiene lo siguiente.

$$\eta_T = \frac{p\dot{V}}{600P} = \frac{210 \times 79.49}{600 \times 35} = 0.8 = 80\%$$

Teniendo estos datos se ha corroborado que la eficiencia para este tipo de bombas es del 80%, ahora procederemos a calcular y medir los parámetros por cada sistema de operación.

Para la realización de los cálculos en cada sistema operativo se seguirá la siguiente secuencia metodológica.

Gráfico 3.6. Estructura de cálculos



Fuente: Elaboración propia.

Sistema operativo de la tapa trasera.

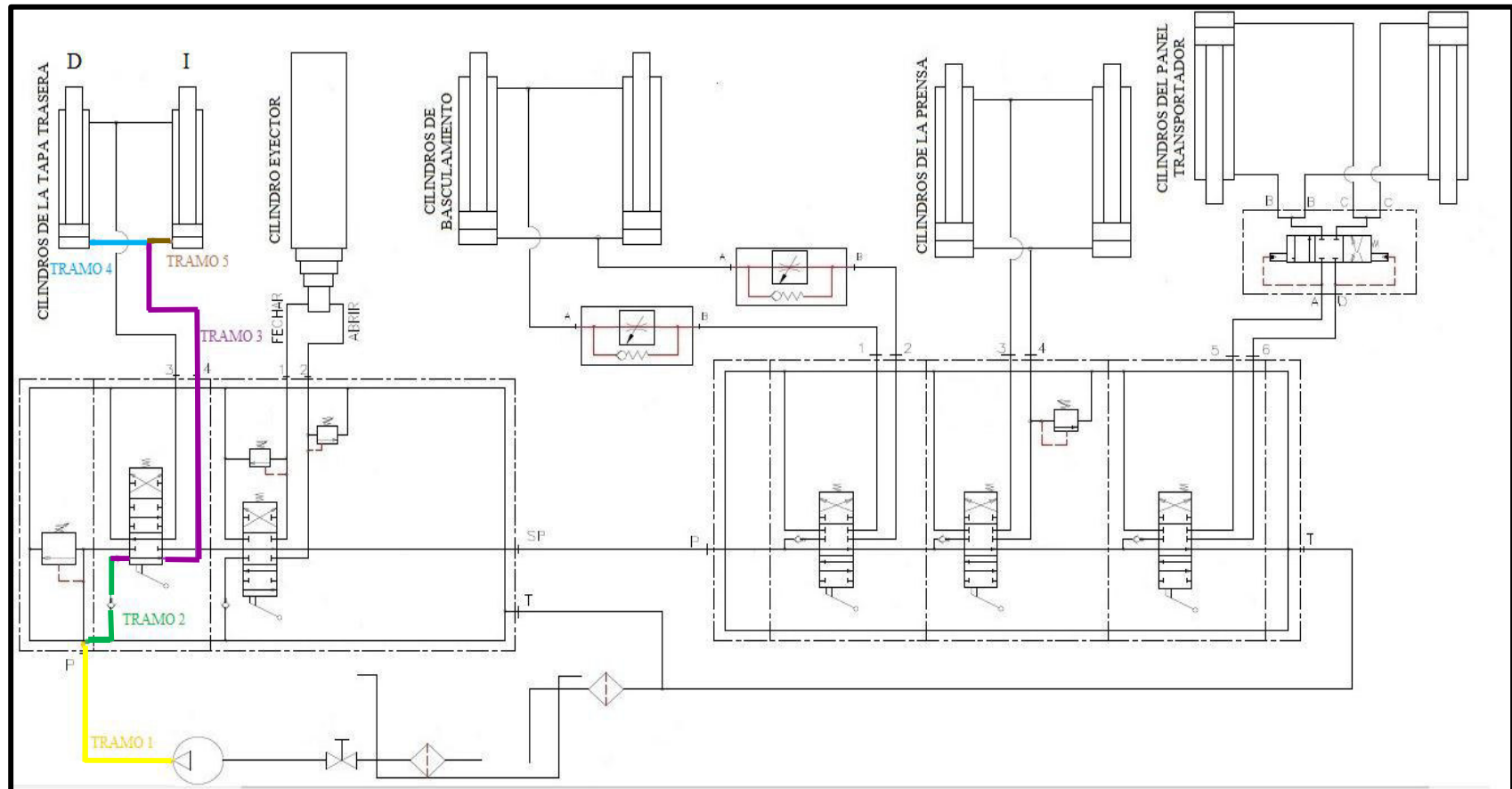
Está conformado por todos los componentes que intervienen en el proceso de operación de las fuerzas de avance y retroceso de la tapa trasera.

Sistema de operación para la fuerza de avance.

En la figura 3.19, se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de avance.

En la identificación de los tramos para cualquier sistema operativo no se considera el que está conectado desde el tanque a la bomba por ser bastante visible al momento de fallar y por ser inspeccionado a diario dejando de lado la posibilidad de una parada inesperada.

Figura 3.19. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance de la tapa trasera



Fuente: Elaboración propia.

Los caudales y presiones de cada sistema de operación son datos teóricos conocidos, así que estos nos ayudarán para poder calcular las pérdidas de carga debido a la rugosidad de la tubería, como a los accesorios principales en cada tramo del circuito oleohidráulico.

➤ Para el tramo 1

Se tiene como datos de entrada teórico lo siguiente:

Caudal o flujo volumétrico; $\dot{V} = 1.32 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Presión; $P_{\text{tramo1}} = 175 \text{ bar}$

Viscosidad; $\nu = 4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Densidad; $\rho = 890 \text{ kg}/\text{m}^3$

$D_{\text{tramo1}} = 19.5 \text{ mm}$

$L_{\text{tramo1}} = 1.5 \text{ m} = 1500 \text{ mm}$

$g = 9.81 \text{ m}/\text{s}^2$

El cálculo del número de Reynolds nos determinará si el flujo es laminar o turbulento y se calcularán las pérdidas con las ecuaciones correspondiente en cada caso.

Donde A es el área de la sección transversal de la línea. Entonces, se tiene que el área de la sección es:

$$A_{\text{tramo1}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{tramo1}}^2 = \frac{\pi}{4} (19.5)^2 = 2.99 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 298.64 \text{ mm}^2$$

Despejando de la ecuación 2.12 la velocidad del flujo v a través del tramo 1 es:

$$v_{\text{tramo1}} = \frac{1.32 \times 10^{-3}}{2.99 \times 10^{-4}} = 4.43 \text{ m/s}$$

De la ecuación 2.14 se tiene Re , entonces reemplazando con los datos para este tramo1, se obtiene:

$$Re_{\text{tramo1}} = \frac{4.43 \times 0.0195}{4 \times 10^{-5}} = 2161.31$$

Como el $Re < 2400$ el flujo en el tramo1 es laminar, por lo tanto, de la ecuación 2.16, tenemos que el factor de fricción es:

$$f_{\text{tramo1}} = \frac{64}{2161.31} = 0.03$$

De la ecuación de pérdidas por fricción 2.17 tenemos que la pérdida en el tramo1 es:

$$h_{L_{\text{fricción-tramo1}}} = 0.0296 \times \frac{1.5(4.43)^2}{2 \times 9.81} = 2281.9 \text{ mm de columna de aceite}$$

Adicionalmente a la pérdida anterior, se tiene las pérdidas singulares por los codos o cambios de dirección del flujo. Estas pérdidas se calculan a partir de la ecuación 2.21. Donde K_{tramo1} , es el coeficiente del tipo de pérdidas singulares (cambio de dirección de flujo), y se obtiene de la tabla 2.3:

$$K_{\text{tramo1}} = 1.10$$

Como son dos cambios de dirección, la pérdida singular en el tramo1 es:

$$h_{L_{framo1-sin\ gulares}} = 2 \times 1.10 \times \frac{(4.43)^2}{2 \times 9.81} = 2204 mm \text{ de columna de aceite}$$

Las pérdidas totales en el tramo1 será la suma de las pérdidas por fricción y singulares, es decir:

$$h_{L_{tramo1-total}} = h_{L_{tramo1-fricción}} + h_{L_{tramo1-sin\ gulares}}$$

$$h_{L_{tramo1-total}} = 2281.9 + 2204 = 4485.9 mm \text{ de columna de aceite}$$

La caída de presión en el tramo1 es:

$$\Delta p_{tramo1} = h_{L_{tramo1-total}} \rho g$$

$$\Delta p_{tramo1} = 4485.9 \times 890 \times 9.81 = 0.39 bar$$

Para todos los cálculos de los siguientes tramos de los sistemas operativos, tanto de la fuerza trasera como fuerza de retroceso, se utilizó la misma metodología mencionada. A continuación se mostraran las siguientes tablas donde se puede ver los resultados.

Tabla 3.4. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance de la tapa trasera

SISTEMA DE OPERACIÓN-TAPA TRASERA															
AVANCE															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (ν) m^2/s	Densidad (ρ) kg/m^3	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm^2	Velocidad (v) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción (f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total (Δp_{total}) bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.43	2161.31	Laminar	0.03	2281.94	2203.98	0.39	0.00	0.39	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.90	440.75	Laminar	0.14	186.14	108.32	0.02	1.97	2.00	16.20	174.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.89	437.48	Laminar	0.15	1200.95	104.67	0.11	1.85	1.96	16.08	172.00
Tramo 4	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.44	218.74	Laminar	0.29	184.76	3.59	0.016	0.00	0.02	8.04	170.00
Tramo5	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.44	218.74	Laminar	0.29	184.76	3.59	0.016	0.00	0.02	8.04	170.00
Cilindro D	-	-	-	3166.92	0.04	-	-	-	-		-	-	4.37	7.96	170.00
Cilindro I	-	-	-	3166.92	0.04	-	-	-	-		-	-	4.37	7.96	170.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación de la tapa trasera (Avance) es $\Delta p_{\text{total}} = 4.37 \text{ bar}$.

*Los valores 1.97 y 1.85 son datos extraídos de la gráfica 3.4 (a) y (c) respectivamente.

Ahora en la tabla 3.5 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo, mostrando la comparación con lo teórico y dando a especificar el punto de falla. Señalamos que la frecuencia de toma de datos ha dependido de la frecuencia de las ocurrencias de falla y que para las mediciones de los caudales se utilizó un fluxómetro y en el caso de las presiones un manómetro.

Tabla 3.5. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance de la tapa trasera

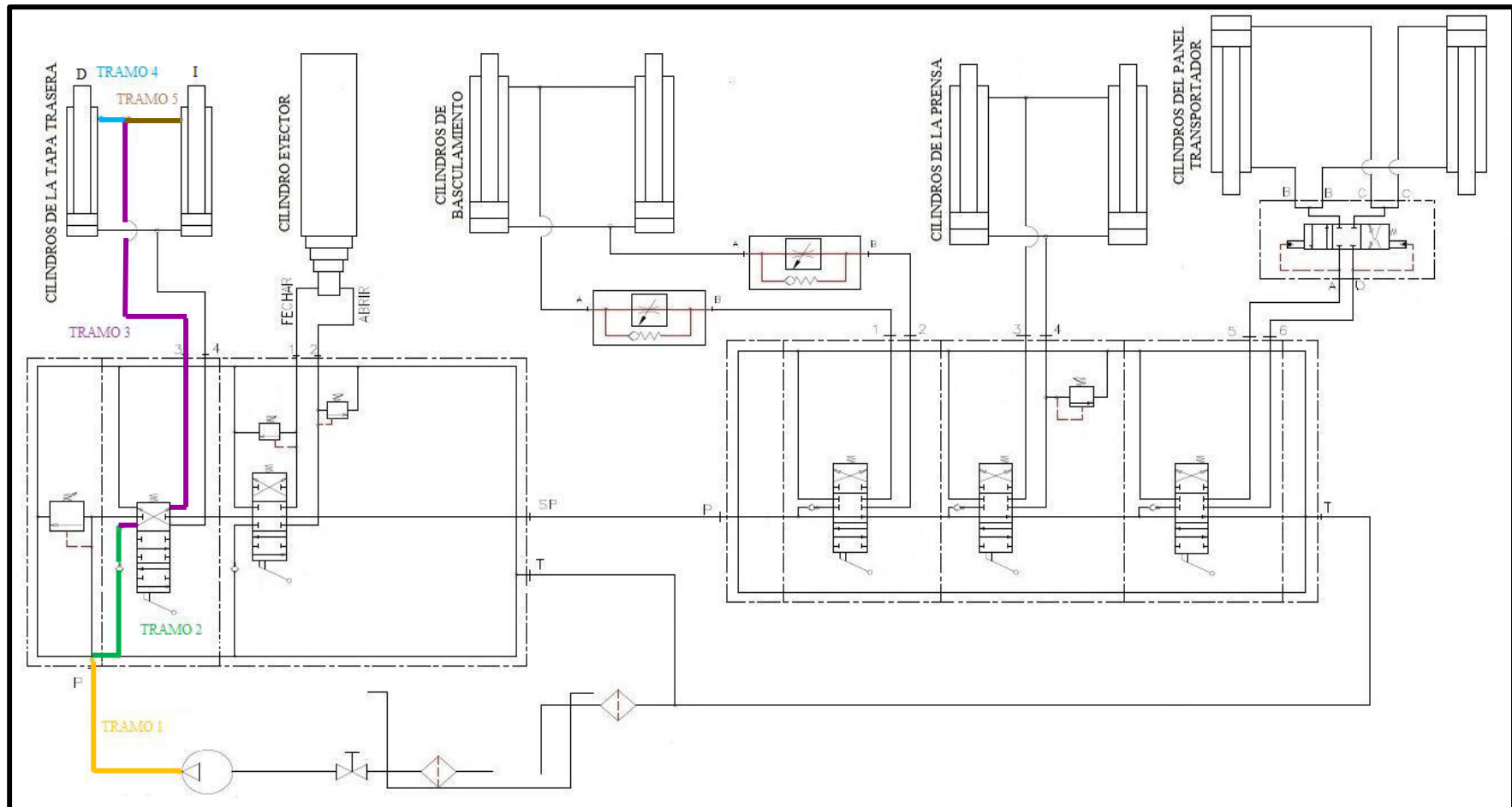
SISTEMA DE OPERACIÓN-TAPA TRASERA								
AVANCE								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla
				Presión (P) bar	Caída de presión total ΔP bar	Caudal (V) l/min	Presión (P) bar	
1	06/01	San Isidro	5051	90.62	0.39	79.44	175.00	Tramo 1- Falla de la bomba (4)
	08/01	San Isidro	5051	124.00	0.39	79.44	175.00	Tramo 1- Falla de la bomba (4)
	13/01	San Isidro	5051	148.00	4.37	7.96	170.00	Cilindro I- Falla del cilindro izquierdo (8I)
2	26/02	Miraflores	5213	180.30	1.96	16.08	172.00	Tramo 3- Falla en la válvula de 6/3 (7)
4	30/04	San Isidro	5050	137.82	2.00	16.20	174.00	Tramo 2- Falla en la válvula antirretorno(6)
5	30/05	Miraflores	5214	145.13	2.00	16.20	174.00	Tramo 2- Falla en la válvula antirretorno(6)
6	06/06	San Isidro	5047	137.47	0.39	79.44	175.00	Tramo 1- Falla de la bomba (4)
8	23/08	San Isidro	5045	128.76	2.00	16.20	174.00	Tramo 2- Falla en la válvula antirretorno(6)
9	25/09	San Isidro	5049	158.42	0.02	8.04	170.00	Tramo 4- Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera derecha.

Fuente: Elaboración propia.

Sistema de operación para la fuerza de retroceso.

En la figura 3.20 se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de retroceso, en la tabla 3.6 se muéstralos resultados de los parámetros fluidodinámicos teóricos establecidos y calculados, y en la tabla 3.7 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo.

Figura 3.20. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso de la tapa trasera



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.6. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso de la tapa trasera

SISTEMA DE OPERACIÓN-TAPA TRASERA															
RETROCESO															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (ν) m ² /s	Densidad (ρ) Kg/m ³	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm ²	Velocidad (v) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción(f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total Δp_{total} bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.43	2161.31	Laminar	0.03	2281.94	2203.98	0.39	0.00	0.39	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.78	380.35	Laminar	0.17	160.63	80.67	0.02	1.43	1.45	13.98	174.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.76	372.19	Laminar	0.17	1021.70	75.76	0.09	1.00	1.09	13.68	171.00
Tramo 4	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.38	186.09	Laminar	0.34	130.99	2.60	0.01	0.00	0.01	6.84	170.00
Tramo5	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.38	186.09	Laminar	0.34	130.99	2.60	0.01	0.00	0.01	6.84	170.00
Cilindro D	-	-	-	3166.92	0.06	-	-	-	-	-	-	-	2.94	6.79	170.00
Cilindro I	-	-	-	3166.92	0.06	-	-	-	-	-	-	-	2.94	6.79	170.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación de la tapa trasera (Retroceso) es $\Delta p_{total} = 2.94 \text{ bar}$.

*1.43 y 1.00 son datos extraídos de la gráfica 3.4 (a) y (c) respectivamente.

Tabla 3.7. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso de la tapa trasera

SISTEMA DE OPERACIÓN-TAPA TRASERA								
RETROCESO								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla potencial
				Presión (P)bar	Caída de presión total (ΔP)bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (P) bar	
4	02/04	San Isidro	5045	147.78	2.94	6.79	170.00	Cilindro I -Falla del cilindro izquierdo (8I)

Fuente: Elaboración propia.

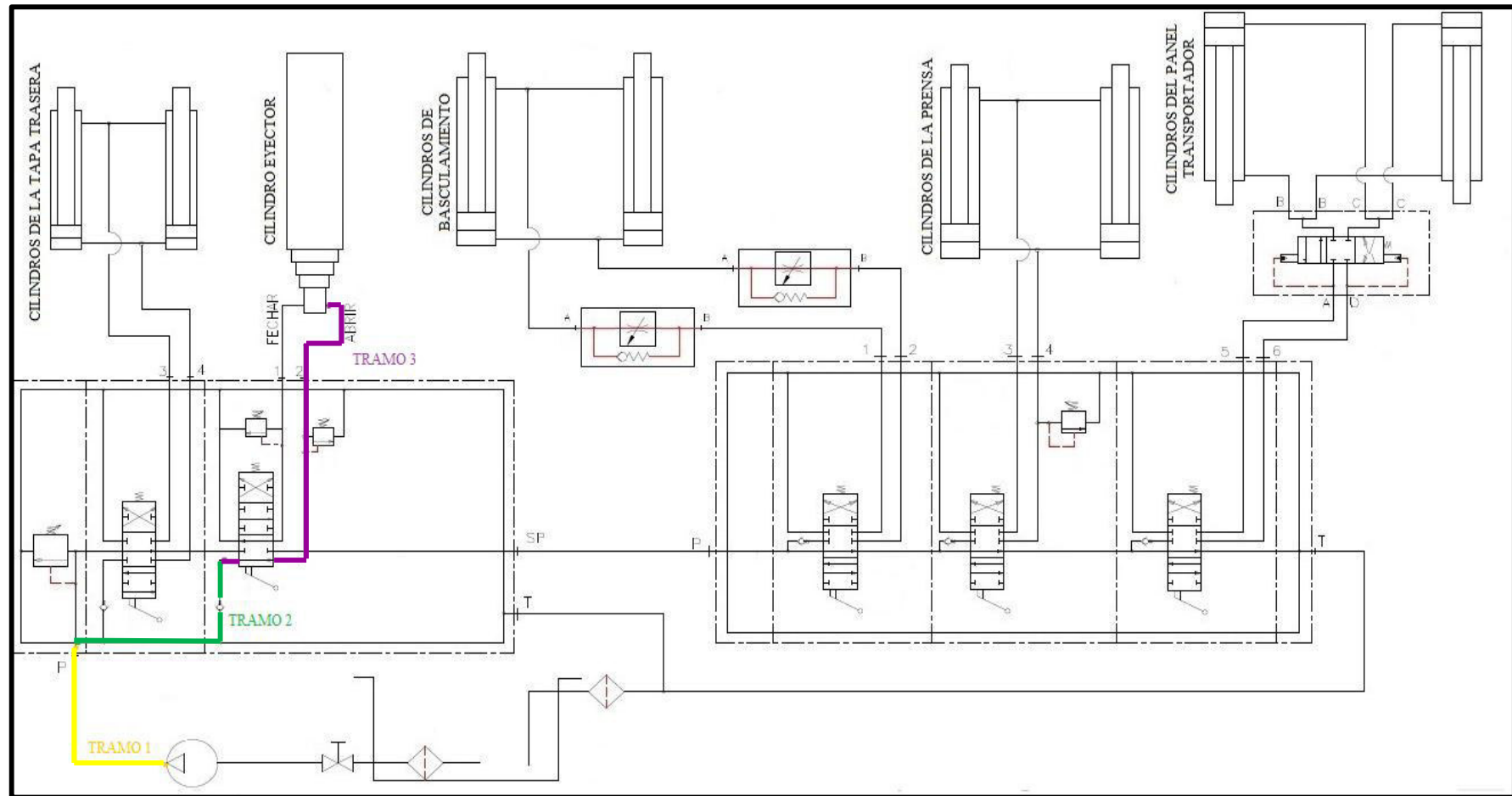
Sistema operativo del panel eyector.

Está conformado por todos los componentes que intervienen en el proceso de operación de las fuerzas de avance y retroceso del panel eyector.

Sistema de operación para la fuerza de avance.

En la figura 3.21 se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de retroceso, en la tabla 3.8 se muestran los resultados de los parámetros fluidodinámicos teóricos establecidos y calculados, y en la tabla 3.9 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo.

Figura 3.21. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance del panel eyector



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.8. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance del panel eyector

SISTEMA DE OPERACIÓN- PANEL EYECTOR															
AVANCE															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (v) m/s ²	Densidad (ρ) Kg/m ³	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm ²	Velocidad (v) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción (f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total Δp _{total} bar	Caudal (V̇) l/min	Presión (p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.43	2161.31	Laminar	0.03	2281.94	2203.98	0.39	0.00	0.39	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.44	700.30	Laminar	0.09	295.76	546.92	0.07	3.80	3.87	25.74	174.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.43	698.51	Laminar	0.09	393.33	115.17	0.06	2.00	2.06	25.67	172.00
			25.4	506.71	0.84	536.26	Laminar	0.12	170.79						
Cilindro T	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6.29	25.66	170.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación del panel eyector (Avance) es $\Delta p_{total} = 6.29 \text{ bar}$.

*3.80 y 2.00 son datos extraídos de la gráfica 3.4 (a) y (c) respectivamente.

Tabla 3.9. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance del panel eyector

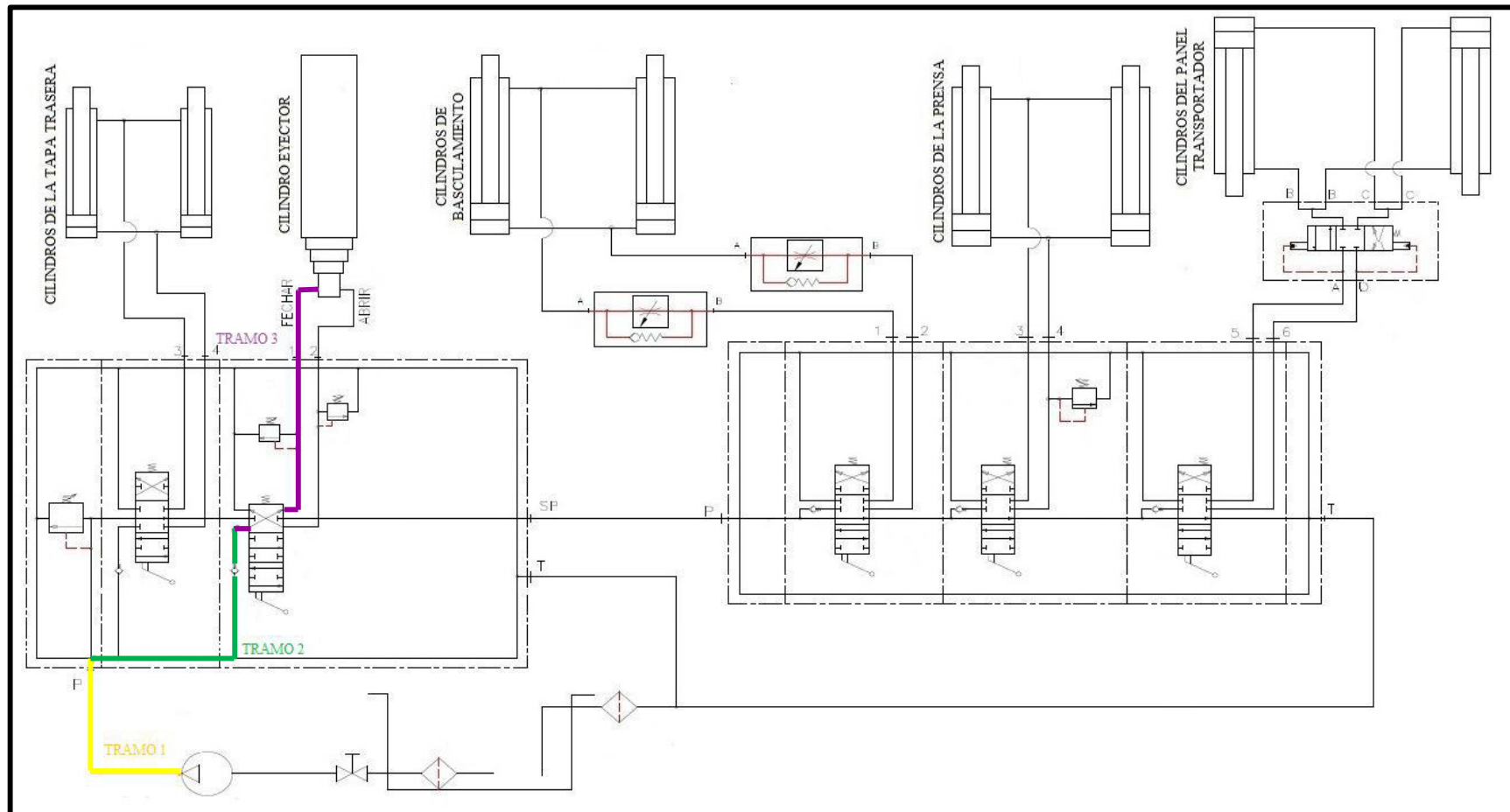
SISTEMA DE OPERACIÓN-PANEL EYECTOR								
AVANCE								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla
				Presión (P)bar	Caída de presión total (ΔP)bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (P)bar	
1	10/01	Miraflores	5217	128.68	6.29	25.66	170.00	Cilindro T -Falla del cilindro telescópico(13)
2	03/02	San Isidro	5046	132.05	6.29	25.66	170.00	Cilindro T -Falla del cilindro telescópico(13)
3	07/03	San Isidro	5049	P(salida)=200	Al Ajustar la válvula	Q(salida)= ↓	P(salida)= ↑	Falla de la válvula de alivio (12)
	27/03	San Isidro	5050	133.54	2.06	25.67	172.00	Tramo 3 -Falla en la Válvula de 6/3 (10)
4	02/04	San Isidro	5045	100.00	6.29	25.66	170.00	Cilindro T -Falla del cilindro telescópico(13)
6	09/06	San Isidro	5047	P(salida)=190	Al Ajustar la válvula	Q(salida)= ↓	P(salida)= ↑	Falla de la válvula de alivio(5)

Fuente: Elaboración propia.

Sistema de operación para la fuerza de retroceso.

En la figura 3.22 se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de retroceso, en la tabla 3.10 se muéstralos resultados de los parámetros fluidodinámicos teóricos establecidos y calculados, y en la tabla 3.11 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo.

Figura 3.22. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso del panel eyector



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.10. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso del panel eyector

SISTEMA DE OPERACIÓN- PANEL EYECTOR															
RETROCESO															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (ν) m/s ²	Densidad (ρ) Kg/m ³	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm ²	Velocidad (v) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción(f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total Δp_{total} bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión(p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.43	2161.31	Laminar	0.03	2281.94	2203.98	0.39	0.00	0.39	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.20	584.40	Laminar	0.11	246.81	380.87	0.05	2.50	2.55	21.48	174.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.19	581.14	Laminar	0.11	327.24	11.29	0.03	2.00	2.03	21.36	172.00
			25.4	506.69	0.26	167.93	Laminar	0.38	53.49						
Cilindro T	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4.97	21.30	170.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación del panel eyector (Retroceso) es $\Delta p_{total} = 4.97 \text{ bar}$.

*2.50 y 2.00 son datos extraídos de la gráfica 3.4 (a) y (c) respectivamente.

Tabla 3.11. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso del panel eyector

SISTEMA DE OPERACIÓN-PANEL EYECTOR								
RETROCESO								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla
				Presión (P)	Caída de presión total (ΔP)bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (P)bar	
2	18/02	Miraflores	5216	179.62	2.03	21.36	172.00	Tramo 3 -Falla de la válvula de 6/3(10)
6	19/06	San Isidro	5051	163.81	2.03	21.36	172.00	Tramo 3 - Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera.
8	08/08	Miraflores	5218	P(salida)=200	Al Ajustar la válvula	Q(salida)= ↓	P(salida)= ↑	Falla en la válvula de alivio(11)
10	29/10	San Isidro	5048	151.65	2.03	21.36	172.00	Tramo 3 - Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera.

Fuente: Elaboración propia.

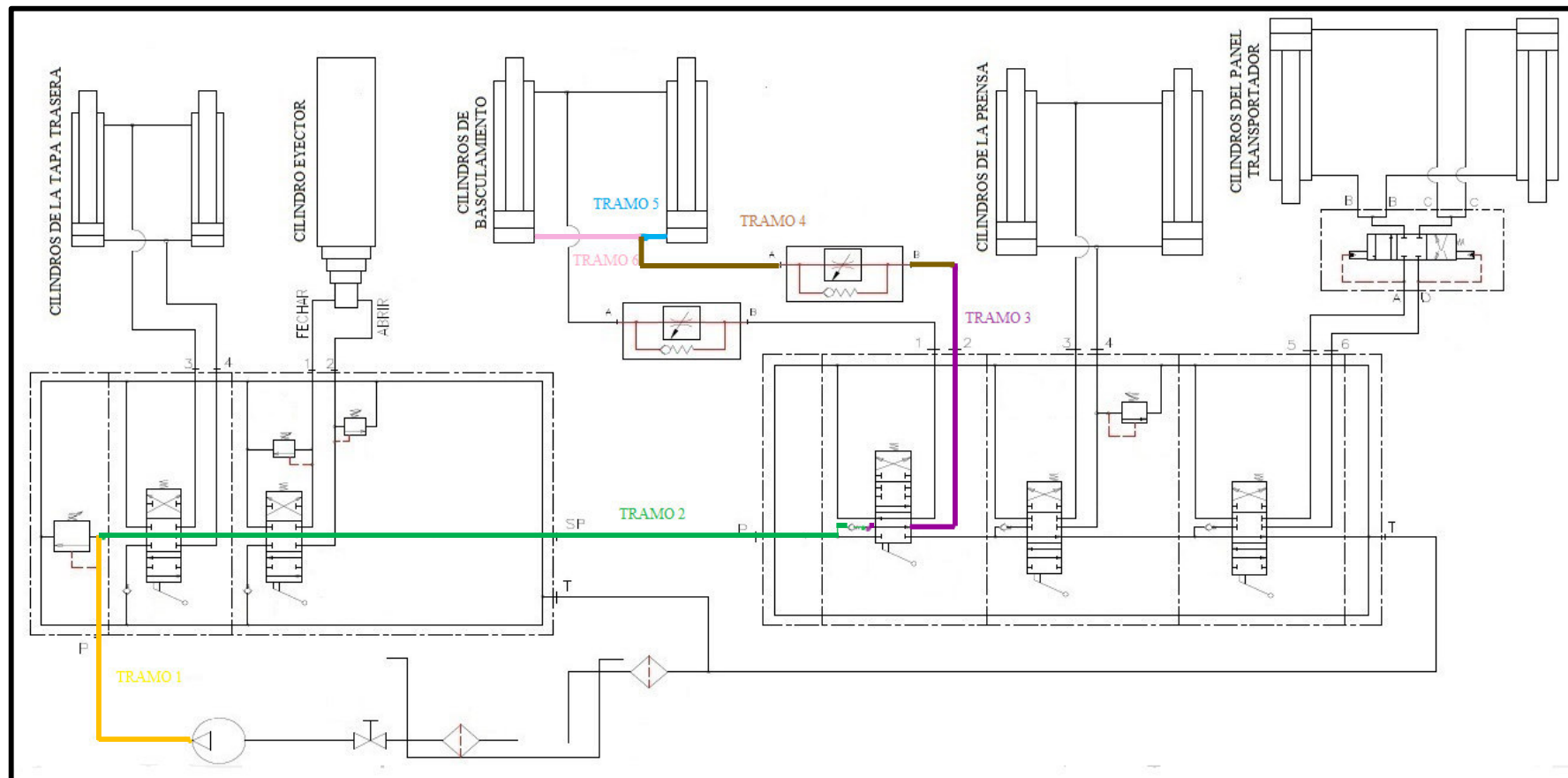
Sistema operativo de basculamiento.

Está conformado por todos los componentes que intervienen en el proceso de operación de las fuerzas de avance y retroceso de basculamiento.

Sistema de operación para la fuerza de avance.

En la figura 3.23 se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de retroceso, en la tabla 3.12 se muestran los resultados de los parámetros fluidodinámicos teóricos establecidos y calculados, y en la tabla 3.13 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo.

Figura 3.23. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance de basculamiento



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.12. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance de basculamiento

SISTEMA DE OPERACIÓN-BASCULAMIENTO															
AVANCE															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (ν) m ² /s	Densidad (ρ) Kg/m ³	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm ²	Velocidad (V) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción(f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total Δp_{total} bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión(p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.433	2161.31	Laminar	0.03	2738.33	2203.98	0.43	0.00	0.43	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.727	354.23	Laminar	0.18	174.54	90.15	0.02	1.20	1.22	13.02	174.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.717	349.33	Laminar	0.18	958.97	78.52	0.09	0.97	1.06	12.84	173.00
Tramo 4	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.713	347.70	Laminar	0.18	367.11	77.78	0.04	1.80	1.84	12.78	165.00
Tramo 5	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.357	173.85	Laminar	0.37	97.90	9.72	0.01	0.00	0.01	6.39	165.00
Tramo 6	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.357	173.85	Laminar	0.37	97.90	9.72	0.01	0.00	0.01	6.39	165.00
Cilindro D	-	-	-	3166.92	0.034	-	-	-	-	-	-	-	4.60	6.37	165.00
Cilindro I	-	-	-	3166.92	0.034	-	-	-	-	-	-	-	4.60	6.37	165.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación de basculamiento (Avance) es $\Delta p_{total} = 4.60 \text{ bar}$.

*1.20, 0.97 y 1.80 son datos extraídos de la gráfica 3.4 (a) , (c) y (d) respectivamente.

Tabla 3.13. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance de basculamiento

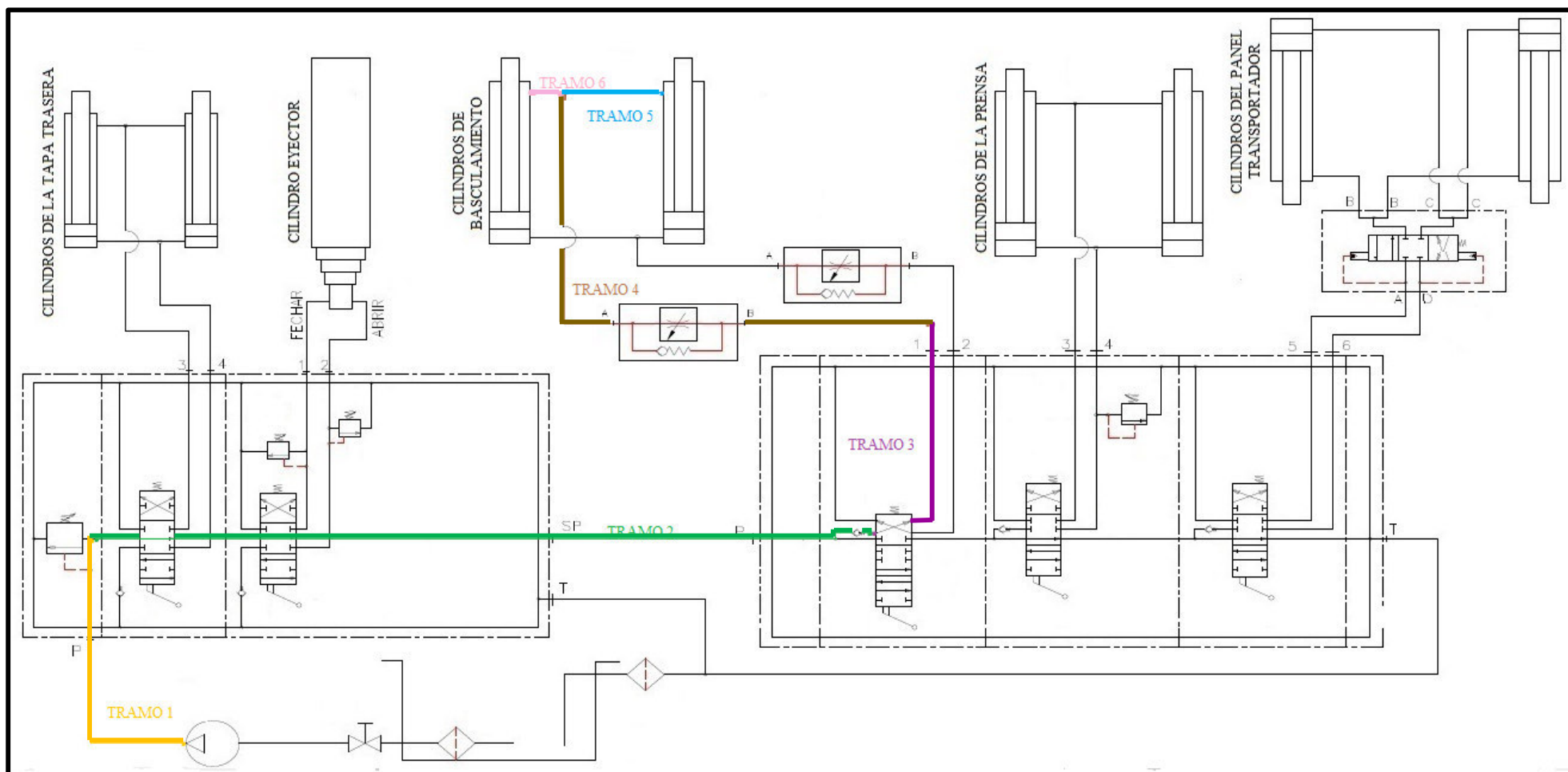
SISTEMA DE OPERACIÓN-BASCULAMIENTO								
AVANCE								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla
				Presión (P)bar	Caída de presión total (ΔP)bar	Caudal (V) l/min	Presión (P) bar	
6	30/06	Miraflores	5216	135.12	1.84	12.78	173.00	Tramo 4 -Falla de la válvula estranguladora antirretorno(16)
7	03/07	San Isidro	5051	130.76	4.60	6.37	165.00	Cilindro D - Falla de cilindro derecho (18D)
9	17/09	San Isidro	5047	136.66	1.84	12.78	165.00	Tramo 4 -Falla de la válvula estranguladora antirretorno(16)
	30/09	San Isidro	5050	110.87	0.43	79.44	175.00	Tramo 1 -Falla de la bomba (4)

Fuente: Elaboración propia.

Sistema de operación para la fuerza de retroceso.

En la figura 3.24 se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de retroceso, en la tabla 3.14 se muestran los resultados de los parámetros fluidodinámicos teóricos establecidos y calculados, y en la tabla 3.15 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo.

Figura 3.24. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso de basculamiento



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.14. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso de basculamiento

SISTEMA DE OPERACIÓN-BASCULAMIENTO															
RETROCESO															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (ν) m ² /s	Densidad (ρ) Kg/m ³	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm ²	Velocidad (V) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción(f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total Δp_{total} bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.43	2161.31	Laminar	0.0296	2738.33	2203.98	0.43	0.00	0.43	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.65	317.67	Laminar	0.2015	156.52	72.50	0.02	1.00	1.02	11.68	174.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.65	317.18	Laminar	0.2018	870.69	64.73	0.08	0.95	1.03	11.66	173.00
Tramo 4	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.65	317.01	Laminar	0.2019	334.71	64.66	0.03	1.65	1.68	11.65	165.00
Tramo 5	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.32	158.51	Laminar	0.4038	89.26	8.08	0.01	0.00	0.01	5.83	165.00
Tramo 6	4.00E-05	890	19.5	298.64	0.32	158.51	Laminar	0.4038	89.26	8.08	0.01	0.00	0.01	5.83	165.00
Cilindro D	-	-	-	2026.83	0.05	-	-	-	-	-	-	-	4.20	5.82	165.00
Cilindro I	-	-	-	2026.83	0.05	-	-	-	-	-	-	-	4.20	5.82	165.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación de basculamiento (Retroceso) es $\Delta p_{total} = 4.20 \text{ bar}$.

*1.00, 0.95 y 1.65 son datos extraídos de la gráfica 3.4 (a), (c) y (d) respectivamente.

Tabla 3.15. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso de basculamiento

SISTEMA DE OPERACIÓN-BASCULAMIENTO								
RETROCESO								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla
				Presión (P) bar	Caída de presión total (ΔP)bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (P) bar	
1	29/01	San Isidro	5047	160.23	4.20	5.82	165.00	Cilindro I -Falla del cilindro izquierdo(18I)
5	13/05	San Isidro	5046	158.97	4.20	5.82	165.00	Cilindro D -Falla del cilindro derecho(18D)
10	24/10	Miraflores	5216	158.14	4.20	5.82	165.00	Cilindro D -Falla del cilindro derecho(18D)

Fuente: Elaboración propia.

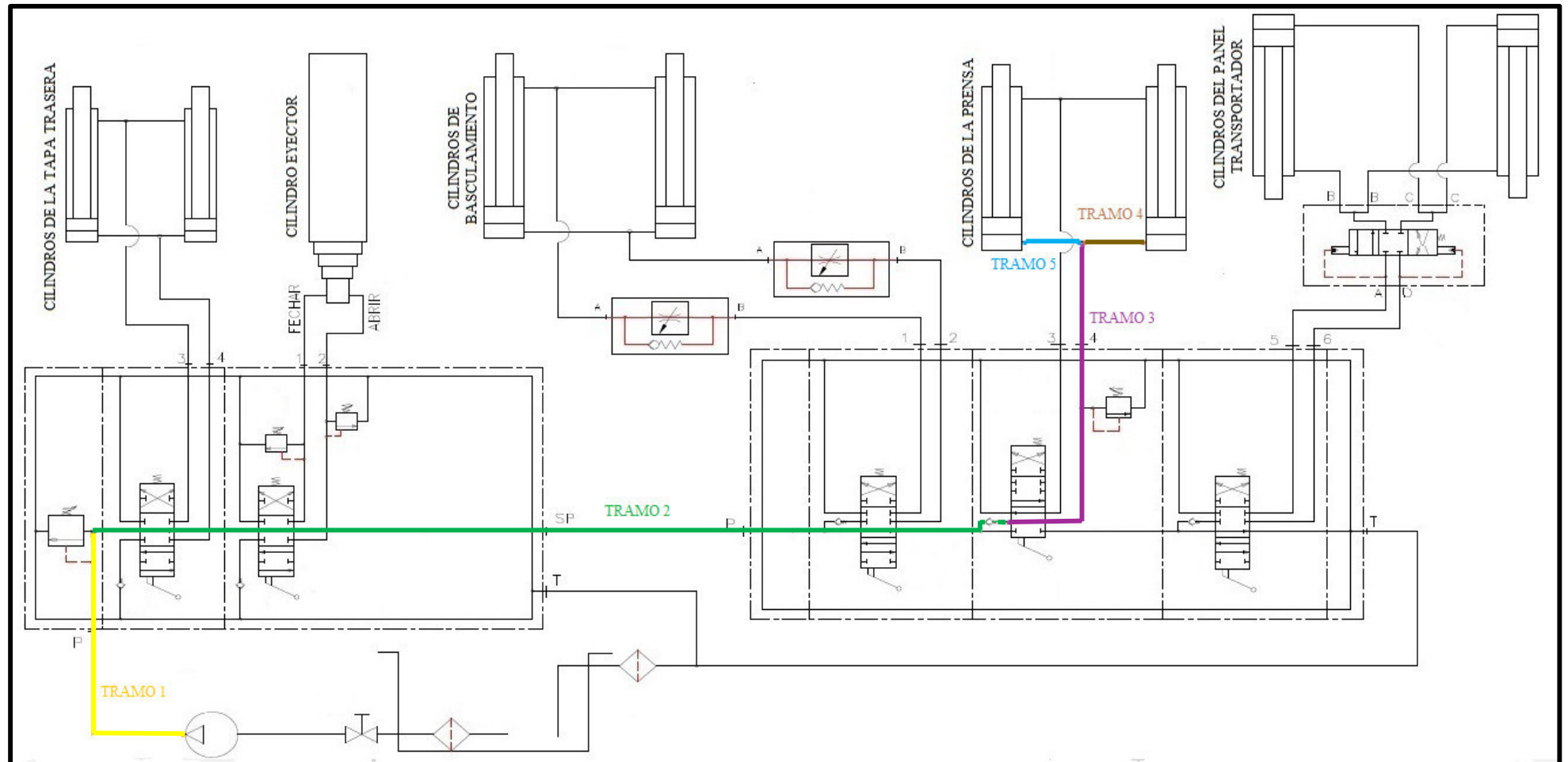
Sistema operativo de la prensa.

Está conformado por todos los componentes que intervienen en el proceso de operación de las fuerzas de avance y retroceso de la prensa.

Sistema de operación para la fuerza de avance.

En la figura 3.25 se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de retroceso, en la tabla 3.16 se muéstralos resultados de los parámetros fluidodinámicos teóricos establecidos y calculados, y en la tabla 3.17 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo.

Figura 3.25. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance de la prensa



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.16. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance de la prensa

SISTEMA DE OPERACIÓN-PRENSA															
AVANCE															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (v) m ² /s	Densidad (ρ) Kg/m ³	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm ²	Velocidad (V) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción(f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total Δp _{total} bar	Caudal (V̇) l/min	Presión (p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.43	2161.31	Laminar	0.0296	2738.33	2203.98	0.43	0.00	0.43	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	2.88	1404.69	Laminar	0.0456	593.24	1417.60	0.17	1.05	1.22	51.63	173.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	2.88	1404.36	Laminar	0.0456	3855.14	1268.91	0.45	4.07	4.52	51.62	171.00
Tramo 4	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.44	701.93	Laminar	0.0912	494.07	158.50	0.06	0.00	0.06	25.80	170.00
Tramo 5	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.44	701.93	Laminar	0.0912	494.07	158.50	0.06	0.00	0.06	25.80	170.00
Cilindro D	-	-	-	11689.87	0.04	-	-	-	-		-	-	6.23	25.72	170.00
Cilindro I	-	-	-	11689.87	0.04	-	-	-	-		-	-	6.23	25.72	170.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación de la prensa (Avance) es $\Delta p_{total} = 6.23 \text{ bar}$.

*1.05 y 4.07 son datos extraídos de la gráfica 3.4 (b) y (c) respectivamente.

Tabla 3.17. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance de la prensa

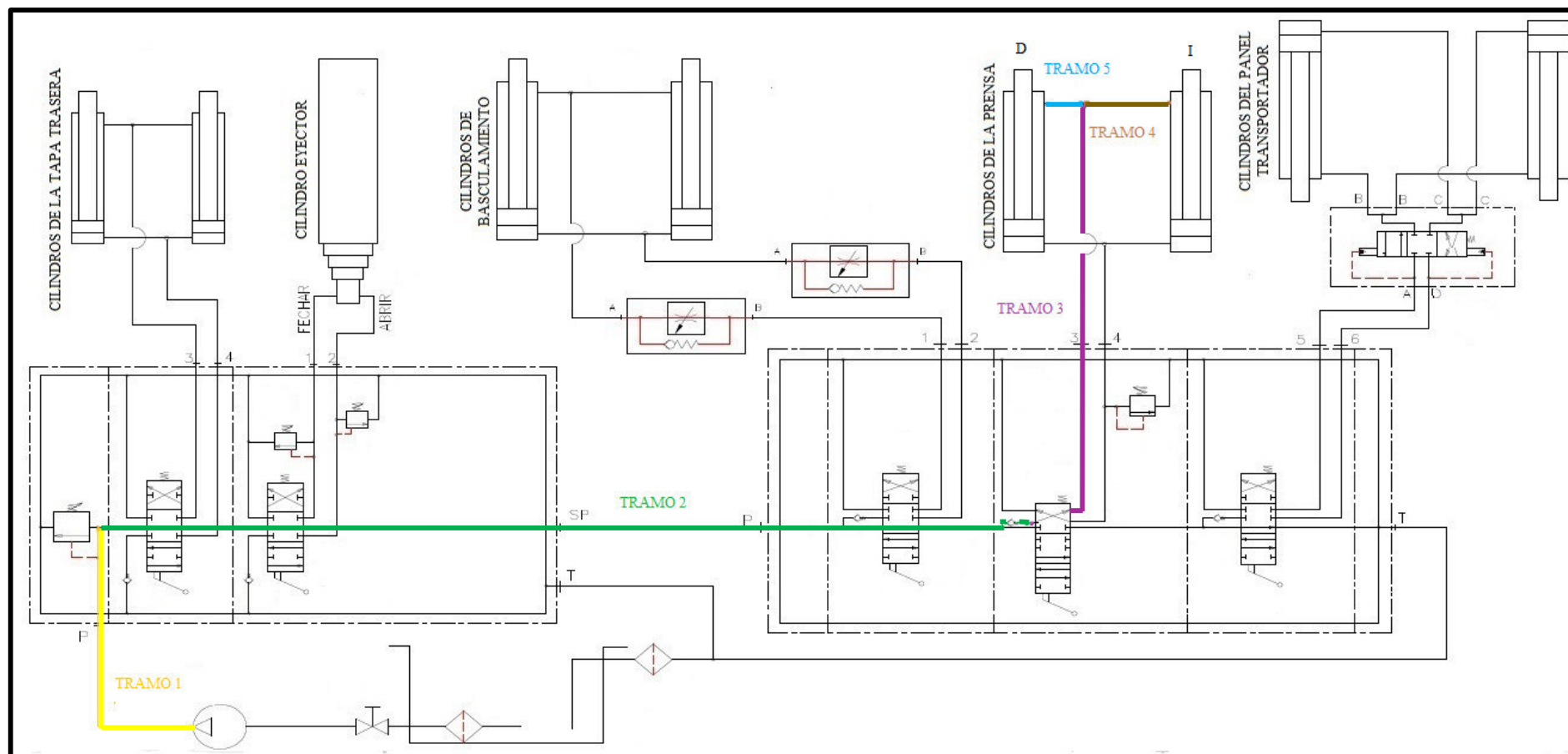
SISTEMA DE OPERACIÓN-PRENSA								
AVANCE								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla
				Presión (P) bar	Caída de presión total (ΔP)bar	Caudal (\dot{V})l/min	Presión (P)bar	
1	08/01	Miraflores	5213	140.75	0.06	25.80	170.00	Tramo 4 -Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera derecha.
	20/01	Miraflores	5217	182.31	6.23	25.72	170.00	Cilindro D -Falla del cilindro derecho(22D)
2	08/02	San Isidro	5049	156.73	4.52	51.62	171.00	Tramo 3 -Falla de la válvula de 6/3 (20)
3	10/03	Miraflores	5213	193.00	6.23	25.72	171.00	Cilindro I - Falla del cilindro izquierdo(22I)
4	02/04	San Isidro	5050	136.78	6.23	25.72	170.00	Cilindro D -Falla del cilindro derecho(22D)
	04/04	San Isidro	5047	168.23	0.43	79.44	175.00	Tramo 1 -Falla de la bomba (4)
	16/04	Miraflores	5052	102.30	6.23	25.72	170.00	Cilindro D -Falla del cilindro derecho(22D)
6	04/06	San Isidro	5050	156.78	6.23	25.72	170.00	Cilindro I -Falla del cilindro izquierdo (22I)
	05/06	Miraflores	5053	145.65	4.52	51.62	171.00	Tramo 3 -Falla de la válvula de 6/3 (20)
	10/06	San Isidro	5051	155.38	6.23	25.72	170.00	Cilindro D -Falla del cilindro derecho(22D)
7	01/07	San Isidro	5048	141.62	1.22	51.63	173.00	Tramo 2 -Falla de la válvula antirretorno(19)
8	13/08	Miraflores	5214	P(salida)=225	Al Ajustar la válvula	Q(salida)= ↓	P(salida)= ↑	Falla de la válvula de alivio(21)
9	07/09	Miraflores	5213	149.42	0.06	25.80	170.00	Tramo 5 -Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera izquierda.
	19/09	Miraflores	5215	100.56	6.23	25.72	170.00	Cilindro I -Falla del cilindro izquierdo (22I)
10	31/10	San Isidro	5046	P(salida)=190	Al Ajustar la válvula	Q(salida)= ↓	P(salida)= ↑	Falla de la válvula de alivio (5)

Fuente: Elaboración propia.

Sistema de operación para la fuerza de retroceso.

En la figura 3.26 se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de retroceso, en la tabla 3.18 se muéstralos resultados de los parámetros fluidodinámicos teóricos establecidos y calculados, y en la tabla 3.19 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo.

Figura 3.26. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso de la prensa



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.18. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso de la prensa

SISTEMA DE OPERACIÓN-PRENSA															
RETROCESO															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (ν) m ² /s	Densidad (ρ) Kg/m ³	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm ²	Velocidad (V) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción(f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total Δp_{total} bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.43	2161.31	Laminar	0.03	2738.33	2203.98	0.43	0.00	0.43	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	2.73	1330.41	Laminar	0.05	561.87	1271.65	0.16	1.00	1.16	48.90	173.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	2.73	1328.78	Laminar	0.05	3647.66	1136.00	0.42	4.00	4.42	48.84	171.00
Tramo 4	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.36	663.25	Laminar	0.10	700.27	141.51	0.07	0.00	0.07	24.38	170.00
Tramo 5	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.36	663.25	Laminar	0.10	700.27	141.51	0.07	0.00	0.07	24.38	170.00
Cilindro D	-	-	-	8862.43	0.05	-	-	-	-	-	-	-	6.08	24.37	170.00
Cilindro I	-	-	-	8862.43	0.05	-	-	-	-	-	-	-	6.08	24.37	170.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación de la prensa (Retroceso) es $\Delta p_{total} = 6.08 \text{ bar}$.

*1.00 y 4.00 son datos extraídos de la gráfica 3.4 (b) y (c) respectivamente.

Tabla 3.19. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso de la prensa

SISTEMA DE OPERACIÓN-PRENSA								
RETROCESO								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla
				Presión (P)bar	Caída de presión total (ΔP)bar	Caudal (\dot{V})l/min	Presión (P) bar	
1	13/01	San Isidro	5046	161.00	6.08	24.37	170.00	Cilindro I -Falla del cilindro izquierdo(22I)
3	13/03	San Isidro	5045	156.43	4.42	48.84	171.00	Tramo 3 -Falla de la válvula 6/3 (20)
6	07/06	San Isidro	5047	160.67	6.08	24.37	170.00	Cilindro I -Falla del cilindro izquierdo(22I)
	30/06	San Isidro	5050	163.25	0.07	24.38	170.00	Tramo 4 -Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera derecha.

Fuente: Elaboración propia.

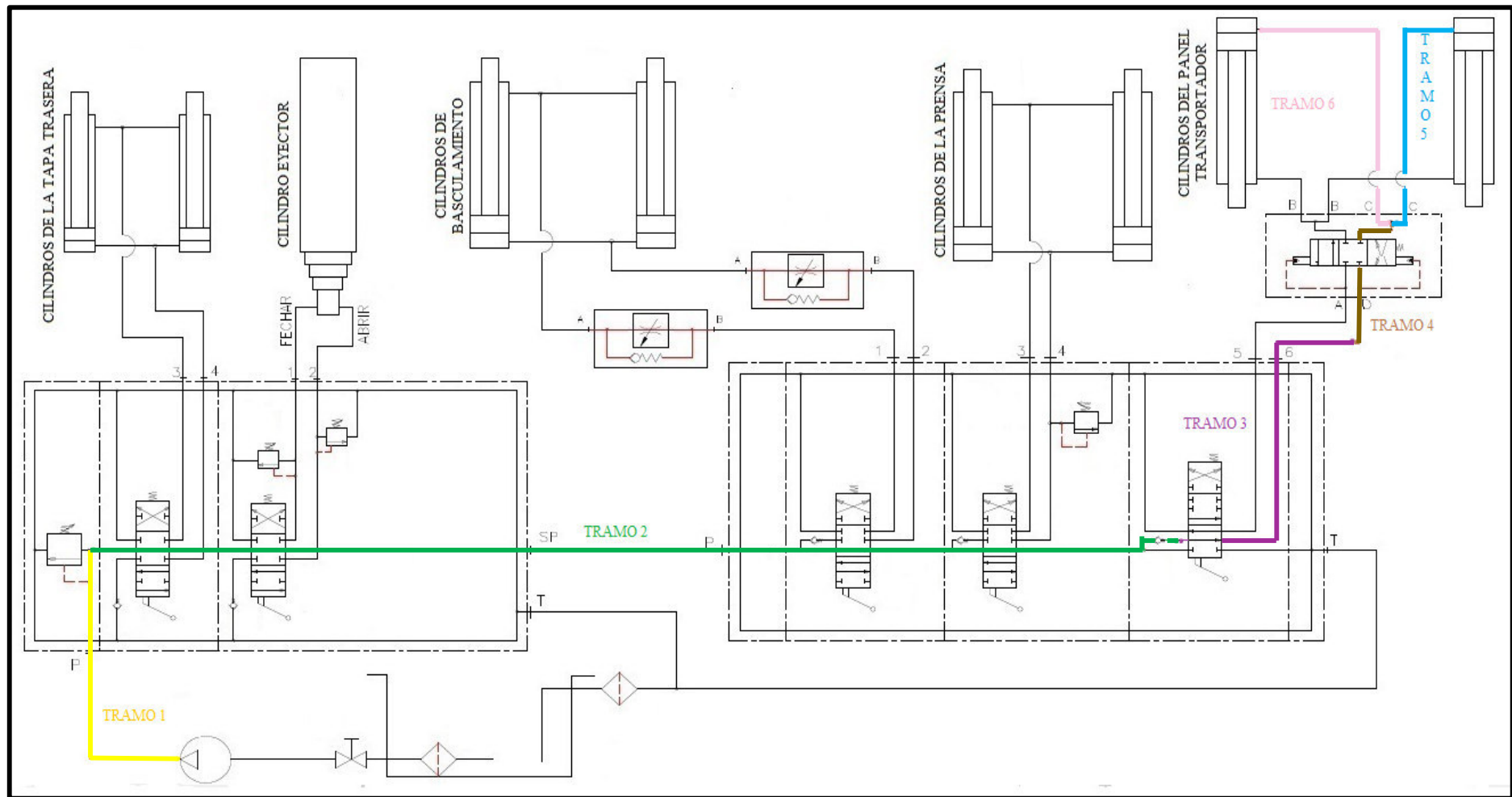
Sistema operativo del panel transportador.

Está conformado por todos los componentes que intervienen en el proceso de operación de las fuerzas de avance y retroceso de la tapa trasera del panel transportador.

Sistema de operación para la fuerza de avance.

En la figura 3.27 se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de retroceso, en la tabla 3.20 se muéstralos resultados de los parámetros fluidodinámicos teóricos establecidos y calculados, y en la tabla 3.21 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo.

Figura 3.27. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de avance del panel transportador



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.20. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de avance del panel transportador

SISTEMA DE OPERACIÓN-PANEL TRANSPORTADOR															
AVANCE															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (ν) m ² /s	Densidad (ρ) Kg/m ³	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm ²	Velocidad (V) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción (f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total Δp_{total} bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.43	2161.31	Laminar	0.03	2738.33	2203.98	0.43	0.00	0.43	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	3.45	1681.38	Laminar	0.04	710.09	2031.08	0.24	1.65	1.89	61.80	174.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	3.41	1665.05	Laminar	0.04	4570.78	1783.73	0.50	6.10	6.60	61.20	170.50
Tramo 4	4.00E-05	890	19.5	298.64	3.41	1665.05	Laminar	0.04	586.00	1783.73	0.21	1.30	1.51	61.20	170.00
Tramo 5	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.71	832.53	Laminar	0.08	586.00	222.97	0.07	0.00	0.07	30.60	170.00
Tramo 6	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.71	832.53	Laminar	0.08	586.00	222.97	0.07	0.00	0.07	30.60	170.00
Cilindro D	-	-	-	9852.03	0.05	-	-	-	-	-	-	-	10.00	30.56	170.00
Cilindro I	-	-	-	9852.03	0.05	-	-	-	-	-	-	-	10.00	30.56	170.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación del panel transportador (Avance) es $\Delta p_{total} = 10bar$.

*1.65, 6.10 y 1.30 son datos extraídos de la gráficas 3.4 (b) y (c), y 3.3 respectivamente.

Tabla 3.21. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de avance del panel transportador

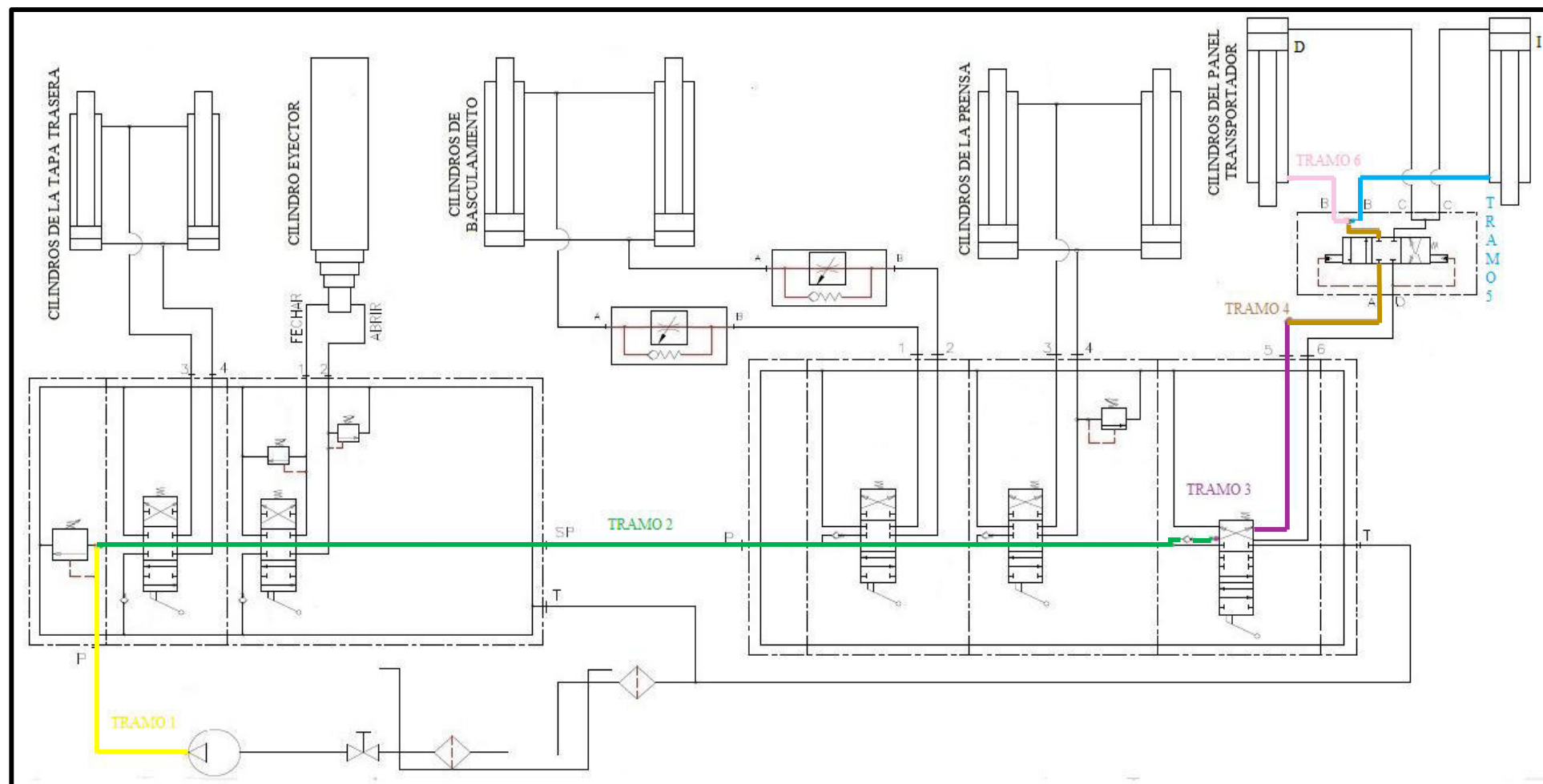
SISTEMA DE OPERACIÓN-PANEL TRANSPORTADOR								
AVANCE								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla
				Presión (P)bar	Caída de presión total (ΔP)bar	Caudal (\dot{V}) l/min	Presión (P)bar	
1	28/01	Miraflores	5218	151.54	0.43	79.44	175.00	Tramo 1 -Falla de la bomba (4)
2	11/02	Miraflores	5216	97.85	0.43	79.44	175.00	Tramo 1 -Falla de la bomba (4)
	15/02	San Isidro	5048	131.67	0.43	79.44	175.00	Tramo 1 -Falla de la bomba (4)
	25/02	San Isidro	5051	P(salida)=290	Al Ajustar la válvula	Q(salida)= ↓	P(salida)= ↑	Falla de la válvula de alivio (5)
3	10/03	San Isidro	5046	98.23	0.43	79.44	175.00	Tramo 1 -Falla de la bomba (4)
	26/03	San Isidro	5045	P(salida)=200	Al Ajustar la válvula	Q(salida)= ↓	P(salida)= ↑	Falla de la válvula de alivio(5)
4	08/04	San Isidro	5050	161.86	0.07	30.60	170.00	Tramo 6 - Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera izquierda.
	13/04	San Isidro	5047	160.32	6.60	61.20	170.50	Tramo 3 -Falla de la válvula 6/3(24)
7	04/07	San Isidro	5047	162.10	0.07	30.60	170.00	Tramo 6 -Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera izquierda.
	07/07	San Isidro	5049	165.57	1.51	61.20	170.00	Tramo 4 -Falla de la válvula pilotada de 4/3(25)
8	18/08	San Isidro	5050	165.89	6.10	61.20	170.50	Tramo 3 -Falla de la válvula 6/3(24)
	19/08	Miraflores	5218	147.26	10.00	30.56	170.00	Cilindro D -Falla del cilindro derecho(26D)
9	13/09	San Isidro	5050	146.73	10.00	30.56	170.00	Cilindro D -Falla del cilindro derecho(26D)
10	10/10	San Isidro	5051	126.84	6.10	61.20	170.50	Tramo 3 -Falla de la válvula 6/3(24)

Fuente: Elaboración propia.

Sistema de operación para la fuerza de retroceso.

En la figura 3.28 se presenta el diagrama esquemático con sus tramos de línea para la acción de retroceso, en la tabla 3.22 se muestran los resultados de los parámetros fluidodinámicos teóricos establecidos y calculados, y en la tabla 3.23 se registró las mediciones de los parámetros reales correspondiente a cada tramo.

Figura 3.28. Tramos de línea del sistema de operación para la fuerza de retroceso del panel transportador



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.22. Parámetros fluidodinámicos teóricos para la fuerza de retroceso del panel transportador

SISTEMA DE OPERACIÓN-PANEL TRANSPORTADOR															
RETROCESO															
TRAMO	Datos de entrada teóricos					Datos de salida teóricos									
	Viscosidad (v) m ² /s	Densidad (ρ) Kg/m ³	Diámetro de la tubería (D) mm	Área (A) mm ²	Velocidad (v) m/s	Número de Reynolds (Re)	Flujo	Factor de fricción (f)	Pérdidas por fricción (h) mm	Pérdidas singulares (h) mm	Caída de presión bar	Caída de presión de válvulas bar	Caída de presión total Δp _{total} bar	Caudal (V̇) l/min	Presión (p) bar
Tramo 1	4.00E-05	890	19.5	298.64	4.433	2161.31	Laminar	0.03	2738.33	2203.98	0.43	0.00	0.43	79.44	175.00
Tramo 2	4.00E-05	890	19.5	298.64	3.238	1578.54	Laminar	0.04	666.66	1790.22	0.21	1.65	1.86	58.02	174.00
Tramo 3	4.00E-05	890	19.5	298.64	3.235	1576.90	Laminar	0.04	4328.80	1599.87	0.52	5.30	5.82	57.96	170.50
Tramo 4	4.00E-05	890	19.5	298.64	3.235	1576.90	Laminar	0.04	554.97	1599.87	0.19	0.70	0.89	57.96	170.00
Tramo 5	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.617	788.45	Laminar	0.08	554.97	199.98	0.06	0.00	0.06	28.98	170.00
Tramo 6	4.00E-05	890	19.5	298.64	1.617	788.45	Laminar	0.08	554.97	199.98	0.06	0.00	0.06	28.98	170.00
Cilindro D	-	-	-	7888.54	0.061	-	-	-	-	-	-	-	9.00	28.92	170.00
Cilindro I	-	-	-	7888.54	0.061	-	-	-	-	-	-	-	9.00	28.92	170.00

Fuente: Elaboración propia.

La caída de presión del sistema de operación del panel transportador (Retroceso) es $\Delta p_{total} = 9bar$.

*1.65, 5.30 y 0.70 son datos extraídos de la gráficas 3.4 (b) y (c), y 3.3 respectivamente.

Tabla 3.23. Parámetros fluidodinámicos reales para la fuerza de retroceso del panel transportador

SISTEMA DE OPERACIÓN-PANEL TRANSPORTADOR								
RETROCESO								
Mes	Fecha	Distrito	Unidad	Datos de salida reales	Datos de salida teóricos			Falla
				Presión (P)bar	Caída de presión total (ΔP)bar	Caudal (\dot{V})	Presión (P) bar	
1	18/01	Miraflores	5217	161.75	5.82	57.96	170.50	Tramo 3 -Falla de la válvula 6/3(24)

Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO IV

PROCESO DE ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF)

4.1 MODOS DE FALLA

Los modos de falla van a significar que cada componente o elemento no satisface o no funciona de acuerdo con los parámetros iniciales de referencia, o simplemente no se obtiene lo que se espera de él. Siendo de esta forma el fallo una desviación o defecto de la función o especificación del sistema.

4.2 FALLAS POTENCIALES

El desarrollo de las fallas potenciales que es la obtención de resultados de la medición de los parámetros fluidodinámicos según sea la ocurrencia de la falla funcional, nos permite saber la forma en que operan los activos, siendo este el nivel de detalle requerido. Para lo cual se ha identificado a través de tramos en el sistema oleohidráulico.

4.3 EFECTOS Y CAUSAS DE FALLA

Dado que el fallo funcional ha ocurrido y la falla potencial ha sido analizada mediante los parámetros fluidodinámicos, se describirá los efectos y causas. Cuando se analiza los parámetros en todo el sistema, nos ofrecerá una descripción más clara del comportamiento de cada falla.

4.4 ELABORACIÓN DE LA TABLA DE ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF)

Tabla 4.1. AMEF del sistema oleohidráulico

ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF)												
Activo:		Area responsable:				Fecha de iniciación:						
Sistema:												
		Camiones compactadores 17250E				Mantenimiento				01/01/2015		
		Sistema oleohidráulico				Responsable:				Fecha de culminación:		
						Geraldine Basualdo Larazábal				30/10/2015		
#	Estándar de ejecución	#	Falla funcional	#	Modo de falla		#	Falla potencial	#	Efecto de falla	Causa potencial	Acción Post. recomendada
1	Fundamental al funcionamiento de todo el colector compactador (carga, transporte, compactación y descarga)	1.1	Cilindro del panel evector no logra desplegarse (Avanzar).	1.1.A	Caudal constante.	Presión baja.	1.1.A.1	Falla en cilindro.	1.1.A.1.1	Chavetas dañadas.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
				1.1.B	Caudal constante.	Presión alta.	1.1.B.1	Falla de la válvula de alivio.	1.1.B.1.1	Asientos defectuosos.	Mala Calidad.	Mantenimiento
		1.2	Cilindros de la tapa trasera no avanzan.	1.2.A	Caudal bajo.	Presión muy baja.	1.2.A.1	Falla de la bomba.	1.2.A.1.1	Empaquetaduras rotas.	Falta de lubricación.	Mantenimiento
		1.3	Cilindros de la tapa trasera no retroceden.	1.3.A	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.3.A.1	Falla en cilindro.	1.3.A.1.1	Obturación en el puerto de entrada.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.4	Cilindros de la prensa no avanzan.	1.4.A	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.4.A.1	Falla en cilindro.	1.4.A.1.1	Rotura de anillo de caucho.	Movimientos forzados de los dispositivos mecánicos de sincronización.	Mantenimiento
		1.5	Cilindros de la prensa no retroceden.	1.5.A	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.5.A.1	Falla en cilindro.	1.5.A.1.1	Obturación en el puerto de entrada.	Variaciones fuertes de esfuerzos.	Mantenimiento
		1.6	Cilindros de basculamiento no avanzan.	1.6.A	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.6.A.1	Falla en cilindro.	1.6.A.1.1	Rotura de anillo de caucho.	Movimientos forzados de los dispositivos mecánicos de sincronización.	Mantenimiento
		1.7	Cilindros de basculamiento no retroceden.	1.7.A	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.7.A.1	Falla en cilindro.	1.7.A.1.1	Obturación en el puerto de entrada.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.8	Cilindros del panel transportador no avanzan.	1.8.A	Caudal bajo.	Presión muy baja.	1.8.A.1	Falla de la bomba.	1.8.A.1.1	Empaquetaduras rotas.	Falta de lubricación.	Mantenimiento
				1.8.B	Caudal casi constante.	Presión alta.	1.8.B.1	Falla de la válvula de alivio.	1.8.B.1.1	Asientos defectuosos.	Mala Calidad.	Mantenimiento
				1.8.C	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.8.C.1	Falla en cilindro.	1.8.C.1.1	Rotura de anillo de caucho.	Movimientos forzados de los dispositivos mecánicos de sincronización.	Mantenimiento

Tabla 4.1. AMEF del sistema oleohidráulico (continuación)

ANÁLISIS DEMODOSYEFECTOSDEFALLA (AMEF)												
Activo:			Area responsable:					Fecha de iniciación:				
Camiones compactadores 17250E			Mantenimiento					01/01/2015				
Sistema:			Responsable:					Fecha de culminación:				
Sistema oleohidráulico			Geraldine Basualdo Larrazábal					30/10/2015				
#	Estándar de ejecución	#	Falla funcional	#	Modo de falla		#	Falla potencial	#	Efecto de falla	Causa potencial	Acción Post. recomendada
1	Fundamental al funcionamiento de todo el colector compactador (carga, transporte, compactación y descarga)	1.9	Fuga de aceite hidráulico por la manguera que conecta al cilindro del lado derecho de la prensa al momento de avanzar.	1.9.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.9.A.1	Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera derecha.	1.9.A.1.1	Desajuste del racor.	Mala Calidad.	Mantenimiento
		1.10	Fuga de aceite hidráulico por el cilindro del panel eyector al momento de desplegar (Avanzar).	1.10.A	Caudal bajo.	Presión baja.	1.10.A.1	Falla del cilindro.	1.10.A.1.1	Sellos desgastados.	Falta de lubricación.	Mantenimiento
		1.11	Fuga de aceite hidráulico por el cilindro derecho de basculamiento al momento de retroceso.	1.11.A	Caudal bajo.	Presión baja.	1.11.A.1	Falla del cilindro.	1.11.A.1.1	Desalineamiento del vástago.	Por mala operación.	Mantenimiento
		1.12	Fuga de aceite hidráulico por el cilindro izquierdo de basculamiento al momento de retroceso.	1.12.A	Caudal bajo.	Presión baja.	1.12.A.1	Falla del cilindro.	1.12.A.1.1	Desalineamiento del vástago.	Por mala operación.	Mantenimiento
		1.13	Fuga de aceite hidráulico por el cilindro izquierdo de la prensa al momento de retroceso.	1.13.A	Caudal bajo.	Presión baja.	1.13.A.1	Falla del cilindro.	1.13.A.1.1	Desalineamiento del vástago.	Por mala operación.	Mantenimiento
		1.14	Fuga de aceite hidráulico por la manguera que conecta al cilindro derecho de la prensa al momento de retroceso.	1.14.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.14.A.1	Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera derecha.	1.14.A.1.1	Desajuste del racor.	Mala Calidad.	Mantenimiento
		1.15	Fuga de aceite hidráulico por la manguera que conecta al cilindro del panel eyector al momento de retroceso.	1.15.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.15.A.1	Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera.	1.15.A.1.1	Desajuste del racor.	Mala Conexión.	Mantenimiento

Tabla 4.1. AMEF del sistema oleohidráulico (continuación)

ANÁLISIS DEMODOSYEFECTOSDEFALLA (AMEF)												
Activo:			Area responsable:					Fecha de iniciación:				
Sistema:			Responsable:					Fecha de culminación:				
Camiones compactadores 17250E			Mantenimiento					01/01/2015				
Sistema oleohidráulico			Geraldine Basualdo Larrazábal					30/10/2015				
#	Estándar de ejecución	#	Falla funcional	#	Modo de falla		#	Falla potencial	#	Efecto de falla	Causa potencial	Acción Post. recomendada
1	Fundamental al funcionamiento de todo el colector compactador (carga, transporte, compactación y descarga)	1.16	Fuga de aceite hidráulico por la manguera que conecta al cilindro derecho de la tapa trasera al momento de avanzar.	1.16.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.16.A.1	Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera derecha.	1.16.A.1.1	Desajuste del terminal.	Mala Conexión.	Mantenimiento
		1.17	Fuga de aceite hidráulico por la manguera que conecta al cilindro izquierdo de basculamiento al momento de retroceso.	1.17.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.17.A.1	Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera izquierda.	1.17.A.1.1	Desajuste del racor.	Mala Conexión.	Mantenimiento
		1.18	Fuga de aceite hidráulico por la manguera que conecta al cilindro izquierdo del panel transportador al momento de avanzar.	1.18.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.18.A.1	Falla en el conjunto de accesorios de conexión de la manguera izquierda.	1.18.A.1.1	Desajuste del terminal.	Mala Calidad.	Mantenimiento
		1.19	Lentitud de los cilindros de basculamiento al momento de avanzar	1.19.A	Caudal medianamente bajo.	Presión baja.	1.19.A.1	Falla de la válvula de estrangulamiento antirretorno.	1.19.A.1.1	Cavitación.	Variación de las presiones diferenciales.	Mantenimiento
		1.20	Lentitud de los cilindros de la prensa al momento avanzar.	1.20.A	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.20.A.1	Falla del cilindro.	1.20.A.1.1	Desapriete del limitador del vástago.	Falta de lubricación.	Mantenimiento
				1.20.B	Caudal casi constante.	Presión alta.	1.20.B.1	Falla de la válvula de alivio.	1.20.B.1.1	Asiento defectuoso.	Mala Calidad.	Mantenimiento
				1.20.C	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.20.C.1	Falla de la bomba.	1.20.C.1.1	Puntas de paletas desgastadas.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
				1.20.D	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.20.D.1	Falla de la válvula 6/3.	1.20.D.1.1	Resorte dañado.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
				1.20.E	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.20.E.1	Falla de la válvula antirretorno.	1.20.E.1.1	Cavitación.	Variación de las presiones diferenciales.	Mantenimiento
				1.20.F	Caudal bajo.	Presión alta.	1.20.F.1	Falla de la válvula de alivio específica.	1.20.F.1.1	Asiento defectuoso.	Mala Calidad.	Mantenimiento

Tabla 4.1. AMEF del sistema oleohidráulico (continuación)

ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF)												
Activo:			Area responsable:				Fecha de iniciación:					
Camiones compactadores 17250E			Mantenimiento				01/01/2015					
Sistema:			Responsable:				Fecha de culminación:					
Sistema oleohidráulico			Geraldine Basualdo Larrazábal				30/10/2015					
#	Estándar de ejecución	#	Falla funcional	#	Modo de falla		#	Falla potencial	#	Efecto de falla	Causa potencial	Acción Post. recomendada
1	Fundamental al funcionamiento de todo el colector compactador (carga, transporte, compactación y descarga)	1.21	Lentitud de los cilindros de la prensa al momento de retroceso.	1.21.A	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.21.A.1	Falla de la válvula 6/3.	1.21.A.1.1	Resorte sucio.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.22	Lentitud de los cilindros de la tapa trasera al momento de avanzar.	1.22.A	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.22.A.1	Falla del cilindro.	1.22.A.1.1	Rotura de anillos.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
				1.22.B	Caudal medianamente bajo.	Presión baja.	1.22.B.1	Falla de la válvula antirretorno.	1.22.B.1.1	Desprendimiento del resorte.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.23	Lentitud de los cilindros del panel transportar al momento de retroceso.	1.23.A	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.23.A.1	Falla de la válvula 6/3.	1.23.A.1.1	Resorte sucio.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.24	Lentitud de los cilindros del panel transportador al avanzar.	1.24.A	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.24.A.1	Falla de la válvula pilotada de 4/3.	1.24.A.1.1	Línea de pilotaje obstruido.	Acumulación de suciedad.	Mantenimiento
				1.24.B	Caudal medianamente bajo.	Presión baja.	1.24.B.1	Falla de la válvula antirretorno.	1.24.B.1.1	Resorte dañado.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
				1.24.C	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.24.C.1	Falla de la válvula 6/3.	1.24.C.1.1	Resorte sucio.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
				1.24.D	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.24.D.1	Falla del cilindro.	1.24.D.1.1	Desapriete del limitador del vástago.	Movimientos forzados de los dispositivos mecánicos de sincronización.	Mantenimiento

Tabla 4.1. AMEF del sistema oleohidráulico (continuación)

ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF)												
Activo:			Area responsable:					Fecha de iniciación:				
Camiones compactadores 17250E			Mantenimiento					01/01/2015				
Sistema:			Responsable:					Fecha de culminación:				
Sistema oleohidráulico			Geraldine Basualdo Larazábal					30/10/2015				
#	Estándar de ejecución	#	Falla funcional	#	Modo de falla		#	Falla potencial	#	Efecto de falla	Causa potencial	Acción Post. recomendada
1	Fundamental al funcionamiento de todo el colector compactador (carga, transporte, compactación y descarga)	1.25	Lentitud del cilindro del panel eyector en el despliegue de las etapas (Avance).	1.25.A	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.25.A.1	Falla del cilindro.	1.25.A.1.1	Chavetas desgastadas.	Falta de lubricación.	Mantenimiento
				1.25.B	Caudal casi constante.	Presión baja.	1.25.B.1	Falla de la válvula 6/3.	1.25.B.1.1	Resorte dañado.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.26	Lentitud del cilindro del panel eyector en la retracción de las etapas (Retroceso).	1.26.A	Caudal casi constante.	Presión alta.	1.26.A.1	Falla de la válvula de alivio específica.	1.26.A.1.1	Asiento defectuoso.	Mala Calidad.	Mantenimiento
		1.27	Movimientos bruscos en los cilindros de basculamiento al momento de avanzar.	1.27.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.27.A.1	Falla de la bomba.	1.27.A.1.1	Caja de la bomba corroída.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.28	Movimientos bruscos en los cilindros de la tapa trasera al momento de avanzar.	1.28.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.28.A.1	Falla de la bomba.	1.28.A.1.1	Atascamiento de rotor.	Golpeteos frecuentes debido a la operación.	Mantenimiento
		1.29	Movimientos bruscos en los cilindros del panel transportador al momento de avanzar.	1.29.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.29.A.1	Falla de la bomba.	1.29.A.1.1	Rotor pegado.	Falta de lubricación.	Mantenimiento
		1.30	Vibración de los cilindros de la prensa al momento de avanzar.	1.30.A	Caudal aumentó muy poco.	Presión alta.	1.30.A.1	Falla del cilindro.	1.30.A.1.1	Incrustamiento de los sellos del vástago.	Movimientos forzados de los dispositivos mecánicos de sincronización.	Mantenimiento
				1.30.B	Caudal casi constante.	Presión alta.	1.30.B.1	Falla de la válvula de alivio específica.	1.30.B.1.1	Asiento defectuoso.	Mala calidad.	Mantenimiento
				1.30.C	Caudal aumentó muy poco.	Presión alta.	1.30.C.1	Falla de la válvula 6/3.	1.30.C.1.1	Spool dañado.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
				1.30.D	Caudal casi constante.	Presión medianamente alta.	1.30.D.1	Falla de la válvula de alivio.	1.30.D.1.1	Asiento defectuoso.	Mala calidad.	Mantenimiento

Tabla 4.1. AMEF del sistema oleohidráulico (continuación)

ANÁLISIS DE MODOS Y EFECTOS DE FALLA (AMEF)												
Activo: Sistema:			Area responsable: Responsable:			Fecha de iniciación: Fecha de culminación:						
Camiones compactadores 17250E			Mantenimiento			01/01/2015						
Sistema oleohidráulico			Ceraldine Basualdo Larazabal			30/10/2015						
#	Estándar de ejecución	#	Falla funcional	#	Modo de falla		#	Falla potencial	#	Efecto de falla	Causa potencial	Acción recomendada
1	Fundamental al funcionamiento de todo el colector compactador (carga, transporte, compactación y descarga)	1.31	Vibración de los cilindros del panel transportador al momento de avanzar.	1.31.A	Caudal medianamente bajo.	Presión medianamente baja.	1.31.A.1	Falla de la bomba.	1.31.A.1.1	Paletas atascadas en ranuras del rotor.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
				1.31.B	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.31.B.1	Falla de la válvula 6/3.	1.31.B.1.1	Spool sucio.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.32	Vibración de los cilindros de la tapa trasera al momento de avanzar.	1.32.A	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.32.A.1	Falla de la válvula 6/3.	1.32.A.1.1	Spool sucio.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.33	Vibración y movimientos bruscos de los cilindros del panel transportador al momento de avanzar.	1.33.A	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.33.A.1	Falla de la válvula pilotada de 4/3.	1.33.A.1.1	Línea de pilotaje obstruido.	Acumulación de suciedad.	Mantenimiento
		1.34	Vibración y movimientos bruscos del cilindro del panel eyector en la retracción de las etapas (Retroceso).	1.34.A	Caudal aumentó muy poco.	Presión alta.	1.34.A.1	Falla de la válvula 6/3.	1.34.A.1.1	Spool dañado.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.35	Vibración y movimientos bruscos del cilindro del panel eyector en el despliegue de las etapas (Avance).	1.35.A	Caudal aumentó muy poco.	Presión alta.	1.35.A.1	Falla de la válvula 6/3.	1.35.A.1.1	Spool dañado.	Fluido contaminado.	Mantenimiento
		1.36	Vibración y movimientos bruscos de los cilindros de la tapa trasera al momento de avanzar.	1.36.A	Caudal casi constante.	Presión alta.	1.36.A.1	Falla de la válvula de alivio.	1.36.A.1.1	Cavitación.	Variación de las presiones diferenciales.	Mantenimiento
		1.37	Vibración y movimientos bruscos de los cilindros de la prensa al momento de avanzar.	1.37.A	Caudal casi constante.	Presión medianamente baja.	1.37.A.1	Falla del cilindro.	1.37.A.1.1	Rotura de juntas entre el pistón y las camisa.	Fluido contaminado	Mantenimiento
		1.38	Vibración y movimientos bruscos de los cilindros de basculamiento al momento de retroceder.	1.38.A	Caudal aumentó muy poco.	Presión alta.	1.38.A.1	Falla de la válvula de estrangulamiento antirretorno.	1.38.A.1.1	Resorte dañado.	Fluido contaminado	Mantenimiento

Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

5.1 ANÁLISIS COMPARATIVO DE RECURRENCIAS DE FALLA Y DISPONIBILIDAD

A continuación, en las tablas se realiza una comparación de las recurrencias de fallas del sistema oleohidráulico del año 2014 y 2015.

En la tabla 5.1 se precisa solamente la comparación de las recurrencias de fallas de las máquinas derivadas al servicio de la Municipalidad de San Isidro, en el cual se puede visualizar una disminución abismal de fallas en el sistema oleohidráulico.

Tabla 5.1. Comparación de las recurrencias de fallas de los sistemas de los camiones compactadores 17250E MSI

SAN ISIDRO	(ENERO-OCTUBRE)2014		(ENERO-OCTUBRE)2015	
	SISTEMAS	N° DE FALLAS	SISTEMAS	N° DE FALLAS
	Sistema eléctrico	247	Sistema eléctrico	238
	Sistema oleohidráulico	112	Sistema oleohidráulico	42
	Sistema neumático de frenos	58	Sistema neumático de frenos	45
	Estructura	53	Estructura	49
	Llantas	29	Llantas	25
	Otros	23	Otros	25
	Sistema de prensado	23	Sistema de prensado	16
	Sistema de suspensión	20	Sistema de suspensión	16
	Sistema de transmisión/motor/embrague	19	Sistema de transmisión/motor/embrague	17
	Sistema de refrigeración	1	Sistema de refrigeración	1
	Sistema electrónico	1	Sistema electrónico	2
	TOTAL	586	TOTAL	476

Fuente: Elaboración propia.

Para las máquinas destinadas a la Municipalidad de Miraflores también se realizó la comparación de las recurrencias de fallas (tabla 5.2), en este caso también ha habido una disminución en las fallas como se puede apreciar.

Tabla 5.2. Comparación de las recurrencias de fallas de los sistemas de los camiones compactadores 17250E MMI

MIRAFLORES	(ENERO-OCTUBRE)2014		(ENERO-OCTUBRE)2015	
	SISTEMAS	N° DE FALLAS	SISTEMAS	N° DE FALLAS
	Sistema eléctrico	149	Sistema eléctrico	149
	Sistema neumático de frenos	33	Sistema neumático de frenos	20
	Llantas	31	Llantas	24
	Sistema oleohidráulico	25	Sistema oleohidráulico	20
	Otros	21	Otros	19
	Sistema de transmisión/motor/embrague	9	Sistema de transmisión/motor/embrague	5
	Sistema de prensado	5	Sistema de prensado	3
	Sistema electrónico	5	Sistema electrónico	3
	Estructura	3	Estructura	1
	Sistema de suspensión	2	Sistema de suspensión	2
	TOTAL	283	TOTAL	251

Fuente: Elaboración propia.

Y por último, se realizó la comparación de las recurrencias de fallas de todas las máquinas, respecto a los años 2014 y 2015 como ya se había mencionado. Tal como se muestra en la tabla 5.3, en el sistema oleohidráulico se tuvo una disminución de 137 a 62 fallas en total, beneficiándonos en el sentido de que la máquina continúe cumpliendo con su funcionalidad y de esta forma cumplir con el servicio establecido.

Tabla 5.3. Comparación de las recurrencias de fallas de los sistemas de los camiones compactadores total

TOTAL	(ENERO-OCTUBRE)2014		(ENERO-OCTUBRE)2015	
	SISTEMAS	N° DE FALLAS	SISTEMAS	N° DE FALLAS
	Sistema eléctrico	396	Sistema eléctrico	387
	Sistema oleohidráulico	137	Sistema oleohidráulico	62
	Sistema neumático de frenos	91	Sistema neumático de frenos	65
	Llantas	60	Llantas	49
	Estructura	56	Estructura	50
	Otros	44	Otros	44
	Sistema de transmisión/motor/embrague	28	Sistema de transmisión/motor/embrague	22
	Sistema de prensado	28	Sistema de prensado	19
	Sistema de suspensión	22	Sistema de suspensión	18
	Sistema electrónico	6	Sistema electrónico	5
	Sistema de refrigeración	1	Sistema de refrigeración	1
	TOTAL	869	TOTAL	722

Fuente: Elaboración propia.

Además, se muestra en la tabla 5.4 las disponibilidades concernientes a los años señalados.

Tabla 5.4. Disponibilidad total de los camiones compactadores 17250E (2014 y 2015)

DISPONIBILIDAD										
TOTAL DE UNIDADES	Ene-2014	Feb-14	Mar-14	Apr-14	May-14	Jun-14	Jul-14	Aug-14	Sep-14	Oct-14
	96.76%	95.54%	95.81%	96.46%	95.88%	94.77%	91.53%	76.97%	73.29%	81.06%
	Ene-2015	Feb-15	Mar-15	Apr-15	May-15	Jun-15	Jul-15	Aug-15	Sep-15	Oct-15
	96.10%	95.54%	95.80%	96.46%	95.88%	94.50%	92.00%	86.10%	83.79%	84.67%

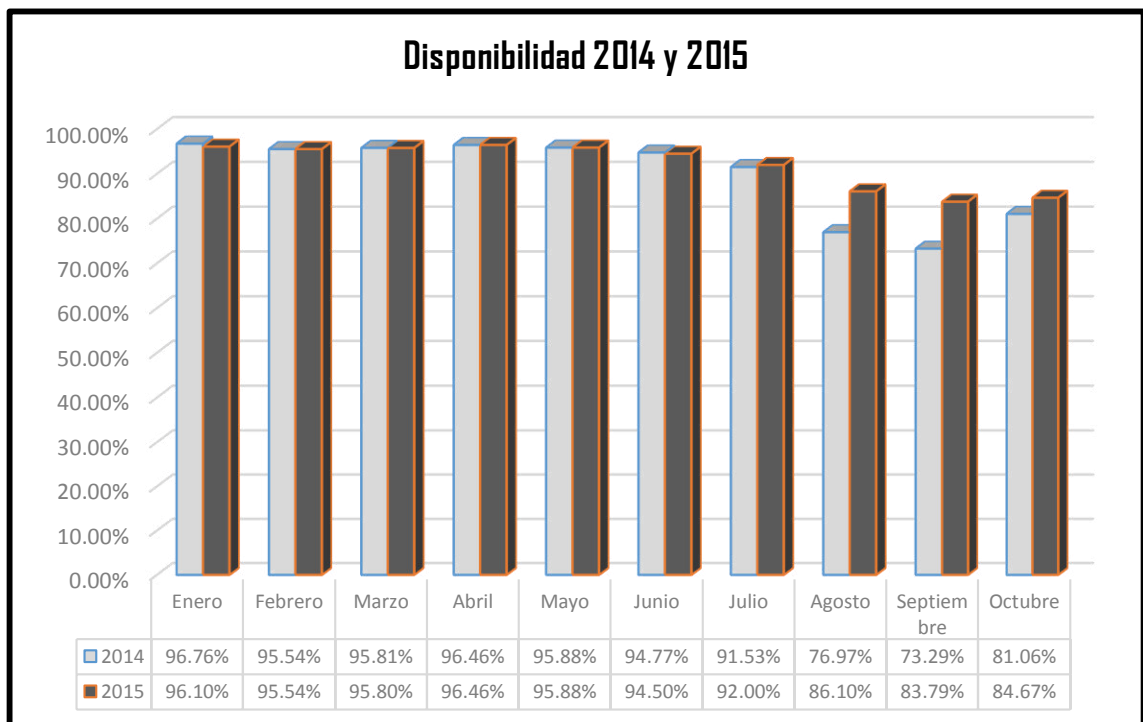
Fuente: Elaboración propia.

El incremento de la disponibilidad se ve reflejado a mayor magnitud en los meses de agosto, septiembre y octubre, por razones de que también fue en esos meses que hubo

menos incidencias de fallas del sistema oleohidráulico debido a la implantación del AMEF mediante el estudio de los parámetros fluidodinámicos.

Para mejor apreciación de este incremento de disponibilidad se realizó el siguiente diagrama de barras (gráfico 5.1).

Gráfico 5.1. Comparación de la disponibilidad de los camiones compactadores 17250E (2014 y 2015)



Fuente: Elaboración propia.

5.2 ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS COSTOS POR FALLAS

Como consecuencia de la disminución de las recurrencias de fallas también se pudo lograr la reducción de los costos por mantenimientos correctivos.

En la tabla 5.5 se puede visualizar el análisis de comparación de los costos por fallas de los sistemas de los camiones compactadores designados a la Municipalidad de San Isidro, en el cual hay una reducción bastante apreciativa en cuanto al sistema oleohidráulico.

Tabla 5.5. Comparación de los costos por fallas de los sistemas de los camiones compactadores 17250E MSI

SAN ISIDRO	(ENERO-OCTUBRE)2014		(ENERO-OCTUBRE)2015	
	SISTEMAS	COSTO	SISTEMAS	COSTO
	ELÉCTRICO	S/. 14,983.62	ELÉCTRICO	S/. 14,346.21
	OLEOHIDRÁULICO	S/. 16,597.16	OLEOHIDRÁULICO	S/. 8,858.08
	FRENOS	S/. 10,890.73	FRENOS	S/. 9,900.30
	ESTRUCTURA	S/. 17,750.00	ESTRUCTURA	S/. 16,243.57
	LLANTAS	S/. 10,898.99	LLANTAS	S/. 10,500.78
	OTROS	S/. 11,461.54	OTROS	S/. 11,894.11
	PRENSADO	S/. 10,173.81	PRENSADO	S/. 10,009.27
	SUSPENSIÓN	S/. 3,920.49	SUSPENSIÓN	S/. 2,060.43
	TRANSMISIÓN/MOTOR /EMBRAGUE	S/. 6,648.22	TRANSMISIÓN/MOTOR /EMBRAGUE	S/. 5,232.12
	REFRIGERACIÓN	S/. 2,905.05	REFRIGERACIÓN	S/. 2,100.35
	ELECTRÓNICO	S/. 1,886.57	ELECTRÓNICO	S/. 2,078.20
	TOTAL	S/. 108,116.18	TOTAL	S/. 93,223.42

Fuente: Elaboración propia.

En tanto para las máquinas destinadas a la Municipalidad de Miraflores se procedió también a realizar la comparación de los costos por fallas de los sistemas (tabla 5.6).

Tabla 5.6. Comparación de los costos por fallas de los sistemas de los camiones compactadores 17250E MMI

MIRAFLORES	(ENERO-OCTUBRE)2014		(ENERO-OCTUBRE)2015	
	SISTEMAS	COSTO	SISTEMAS	COSTO
	ELÉCTRICO	S/. 10,422.92	ELÉCTRICO	S/. 7,600.10
	FRENOS	S/. 8,723.12	FRENOS	S/. 8,889.98
	LLANTAS	S/. 10,021.65	LLANTAS	S/. 10,045.29
	OLEOHIDRÁULICO	S/. 11,273.55	OLEOHIDRÁULICO	S/. 7,554.36
	OTROS	S/. 9,205.82	OTROS	S/. 9,200.35
	TRANSMISIÓN/MOTOR /EMBRAGUE	S/. 8,669.70	TRANSMISIÓN/MOTOR /EMBRAGUE	S/. 8,498.67
	PRENSADO	S/. 9,440.02	PRENSADO	S/. 9,405.39
	ELECTRÓNICO	S/. 2,251.20	ELECTRÓNICO	S/. 1,098.54
	ESTRUCTURA	S/. 8,954.30	ESTRUCTURA	S/. 9,863.41
	SUSPENSIÓN	S/. 4,345.90	SUSPENSIÓN	S/. 3,578.65
	TOTAL	S/. 83,308.18	TOTAL	S/. 75,734.74

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente se realizó el análisis comparativo de los costos por fallas de los sistemas de todas las máquinas, como se muestra en la siguiente tabla 5.7.

Tabla 5.7. Comparación de los costos por fallas de los sistemas de los camiones compactadores total

TOTAL	(ENERO-OCTUBRE)2014		(ENERO-OCTUBRE)2015	
	SISTEMAS	COSTO	SISTEMAS	COSTO
	ELÉCTRICO	S/. 25,406.54	ELÉCTRICO	S/. 21,946.31
	OLEOHIDRÁULICO	S/. 27,870.71	OLEOHIDRÁULICO	S/. 16,412.44
	FRENOS	S/. 19,613.85	FRENOS	S/. 18,790.28
	LLANTAS	S/. 20,920.64	LLANTAS	S/. 20,546.07
	ESTRUCTURA	S/. 26,704.30	ESTRUCTURA	S/. 26,106.98
	OTROS	S/. 20,667.36	OTROS	S/. 21,094.46
	TRANSMISIÓN/MOTOR/ EMBRAGUE	S/. 15,317.92	TRANSMISIÓN/MOTOR/ EMBRAGUE	S/. 13,730.79
	PRENSADO	S/. 19,613.83	PRENSADO	S/. 19,414.66
	SUSPENSIÓN	S/. 8,266.39	SUSPENSIÓN	S/. 5,639.08
	ELECTRÓNICO	S/. 4,137.77	ELECTRÓNICO	S/. 3,176.74
	REFRIGERACIÓN	S/. 2,905.05	REFRIGERACIÓN	S/. 2,100.35
	TOTAL	S/. 191,424.36	TOTAL	S/. 168,958.16

Fuente: Elaboración propia.

CONCLUSIONES

1. El incremento de la disponibilidad total promedio fue solo de un 3% ya que para tener un aumento considerable será necesario incluir todas las incidencias descubiertas a los nuevos planes de mantenimiento.
2. Se pudo saber el comportamiento correcto de cómo funciona cada elemento y/o componente del sistema oleohidráulico.
3. Se determinó que la caída de presión más baja lo tiene el sistema operativo de la tapa trasera (retroceso) con $\Delta p_{total} = 2.94bar$ y la más alta lo tiene el panel transportador (avance) con $\Delta p_{total} = 10bar$.
4. Se pudo establecer valores de tolerancia de trabajo para los caudales y las presiones en cada sistema operativo.
5. Se logró saber mediante las comparaciones de las presiones reales y teóricas, la falla potencial de raíz, y así se pudo contrarrestar y/o evitar que la misma falla siga persistiendo en el desarrollo de las funciones de los camiones compactadores.
6. Se puede observar de las tablas de AMEF del sistema oleohidráulico que la causa potencial de la mayoría de las fallas, se debe a un fluido muy contaminado y a la falta de lubricación.
7. Se tuvo una disminución considerable de fallas como también del costo en el sistema oleohidráulico, siendo ésta de 137 fallas (S/. 27,870.71) correspondiente al año 2014 a 62 fallas (S/. 16,412.44) del año 2015.

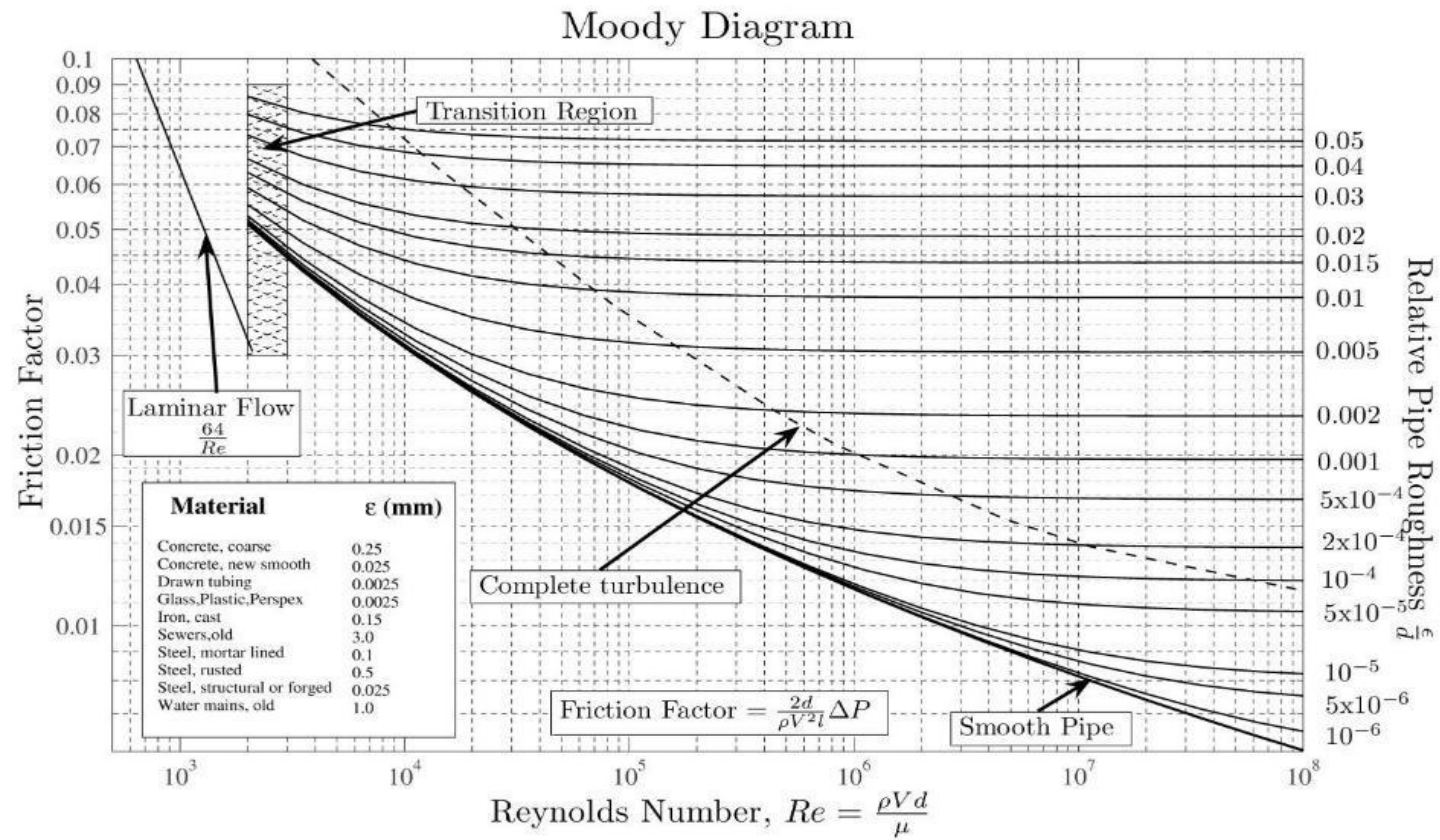
RECOMENDACIONES

1. Procurar siempre que las mediciones de los parámetros fluidodinámicos se realice en los tramos establecidos.
2. Se recomienda para el sistema oleohidráulico de los camiones compactadores 17250E incrementar en su plan de mantenimiento el análisis de aceite para poder determinar mejor la frecuencialidad de cambio, aumentar la periodicidad de lubricación y así como también mejorar el almacenaje de las mangueras hidráulicas para evitar la contaminación de estas con otras partículas indeseadas.
3. Es necesario seguir haciendo el monitoreo constante del sistema para saber de manera más exacta las recurrencias de las fallas, y de esta manera poder anticiparnos a éstas.
4. Se debe realizar capacitaciones y orientación a los operadores de los camiones compactadores 17250E, para evitar el mal uso de este activo y mejor aún, incentivar el cuidado que necesita al momento de realizar su trabajo en su contexto operacional.

ANEXOS

Anexo 1. Diagrama de Moody

El diagrama muestra la gráfica del factor de fricción f versus el número de Reynolds N_R , con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa e/D .



Anexo 2. Simbología oleohidráulica

La representación de los símbolos que se deben utilizar en los esquemas oleohidráulicos es según la Norma ISO 1219-1 y 1219-2, tanto en conexiones, mediciones y mantenimientos, bombas y compresores, actuadores, válvulas direccionales, accionamientos, válvulas de bloqueo, válvulas de caudal, válvulas de presión y otros.

	Unión de tuberías.
	Cruce de tuberías.
	Manguera.
	Acople rotante.
	Línea eléctrica.
	Silenciador.
	Fuente de presión, hidráulica, neumática.
	Conexión de presión cerrada.
	Línea de presión con conexión.
	Acople rápido sin retención, acoplado.
	Acople rápido con retención, acoplado.
	Desacoplado línea abierta.
	Desacoplado línea cerrada.
	Escape sin rosca.
	Escape con rosca.
	Retorno a tanque.

Símbolo	Descripción
	Bomba hidráulica de flujo unidireccional.

	Motor hidráulico 1 sentido de giro.
	Motor hidráulico 2 sentidos de giro.
	Cilindro hidráulico basculante 1 sentido de giro, retorno por muelle.
	Bomba/motor hidráulico regulable.





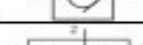
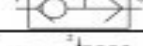
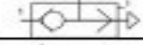
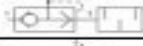
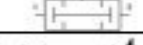
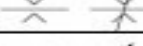
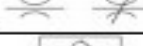
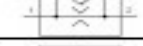
	Unidad operacional.
	Unión mecánica, varilla, leva, etc.
	Motor eléctrico.
	Motor de combustión interna.


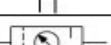

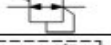
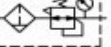




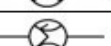




	Mando manual en general, pulsador.
	Botón pulsador, seta, control manual.
	Mando por palanca, control manual.
	Mando por pedal, control manual.
	Mando por llave, control manual.
	Mando con bloqueo, control manual.
	Muelle, control mecánico.
	Palpador, control mecánico en general.
	Rodillo palpador, control mecánico.
	Rodillo escamoteable, accionamiento en un sentido, control mecánico.
	Mando electromagnético con una bobina.
	Mando electromagnético con dos bobinas actuando de forma opuesta.
	Control combinado por electroválvula y válvula de pilotaje.
	Mando por presión. Con válvula de pilotaje neumático.




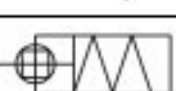
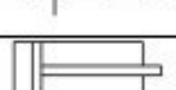
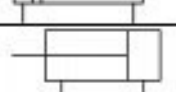
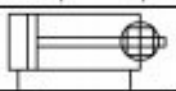
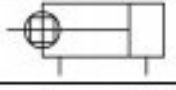
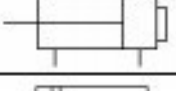

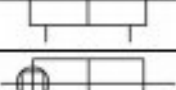
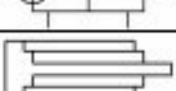
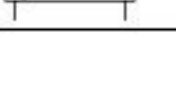
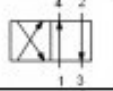
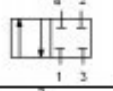

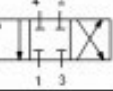
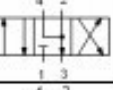


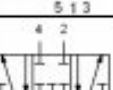
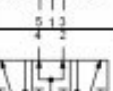
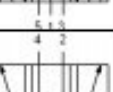
	Presurizado neumático.
	Pilotaje hidráulico. Con válvula de pilotaje.
	Pilotaje hidráulico. Con válvula de pilotaje.
	Presurizado hidráulico.

	Unidad de mantenimiento, símbolo general.
	Filtro.
	Drenador de condensado, vaciado manual.
	Drenador de condensado, vaciado automático.
	Filtro con drenador de condensado, vaciado automático.
	Filtro con drenador de condensado, vaciado manual.
	Filtro con indicador de acumulación de impurezas.
	Lubricador.
	Secador.
	Separador de neblina.
	Limitador de temperatura.
	Refrigerador.
	Filtro micrónico.
	Manómetro.

	Cilindro diferencial de doble efecto.		Cilindro de doble efecto, con regulador de caudal integrado, vástago simple.
	Cilindro de posición múltiple.		Cilindro de doble efecto, con regulador de caudal integrado, doble vástago.
	Cilindro de doble efecto sin vástago.		Pinza de apertura angular de simple efecto.
	Cilindro de doble efecto sin vástago, de arrastre magnético.		Pinza de apertura paralela de simple efecto.
	Cilindro de doble efecto, con amortiguación final en un lado.		Pinza de apertura angular de doble efecto.
	Cilindro de doble efecto, con amortiguación ajustable en ambos extremos.		Pinza de apertura paralela de doble efecto.
	Cilindro de doble efecto, con amortiguación ajustable en ambos extremos.		Multiplicador de presión mismo medio.
	Cilindro de doble efecto, con doble vástago, con amortiguación ajustable en ambos extremos.		Multiplicador de presión para distintos medios.
	Cilindro de doble efecto hidroneumático. Hidráulico.		Transductor para distintos medios.
	Cilindro de doble efecto, con doble vástago hidroneumático. Hidráulico.		Motor neumático 1 sentido de giro.
	Cilindro con lectura de carrera. Vástago simple.		Motor neumático 2 sentidos de giro.
	Cilindro con lectura de carrera, con freno. Vástago simple.		Cilindro basculante 2 sentidos de giro.
	Cilindro de doble efecto, con bloqueo, vástago simple.		
	Cilindro de simple efecto, retorno por esfuerzos externos.		Válvula 2/2 en posición normalmente cerrada.
	Cilindro de simple efecto, retorno por esfuerzos externos.		Válvula 2/2 en posición normalmente abierta.
	Cilindro de simple efecto, retorno por muelle.		Válvula 2/2 de asiento en posición normalmente cerrada.
	Cilindro de simple efecto, retorno por muelle.		Válvula 3/2 en posición normalmente cerrada.
			Válvula 3/2 en posición normalmente abierta.
			Válvula 4/2.

Símbolo	Descripción
	Válvula de cierre.
	Válvula de bloqueo (antirretorno).
	Válvula de retención pilotada. $P_e > P_a \rightarrow$ Cierre.
	Válvula de retención pilotada. $P_a > P_e \rightarrow$ Cierre.
	Válvula O (OR). Selector.
	Válvula de escape rápido. Válvula antirretorno.
	Válvula de escape rápido. Válvula antirretorno, doble efecto con silenciador.
	Válvula Y (AND).
	Orificio calibrado. El primer símbolo es fijo, el segundo regulable.
	Estrangulación. El primer símbolo es fijo, el segundo regulable.
	Válvula estranguladora unidireccional a diafragma.
	Válvula estranguladora unidireccional. Válvula antirretorno de regulación regulable en un sentido.

	Manómetro diferencial.
	Unidad de mantenimiento, filtro, regulador, lubricador. Gráfico simplificado.
	Válvula de control de presión, regulador de presión de alivio, regulable.
	Combinación de filtro y regulador.
	Combinación de filtro, regulador y lubricador.
	Combinación de filtro, separador de neblina y regulador.
	Termómetro.
	Caudalímetro.
	Medidor volumétrico.
	Indicador óptico. Indicador neumático.
	Sensor.
	Sensor de temperatura.
	Sensor de nivel de fluidos.
	Sensor de caudal.

	Cilindro de simple efecto, cámara por resorte (muelle), retorno por presión de aire.
	Cilindro de simple efecto, cámara por resorte (muelle), retorno por presión de aire.
	Cilindro de simple efecto, vástago simple antigiro, cámara por resorte (muelle), retorno por presión de aire.
	Cilindro de simple efecto, vástago simple antigiro, cámara por resorte (muelle), retorno por presión de aire.
	Cilindro de doble efecto, vástago simple.
	Cilindro de doble efecto, vástago simple.
	Cilindro de doble efecto, vástago simple antigiro.
	Cilindro de doble efecto, vástago simple antigiro.
	Cilindro de doble efecto, vástago simple montaje muñón trasero.
	Cilindro de doble efecto, doble vástago.
	Cilindro de doble efecto, doble vástago.
	Cilindro de doble efecto, doble vástago antigiro.
	Cilindro de doble efecto, vástago telescópico.
	Válvula 4/2.
	Válvula 4/2 en posición normalmente cerrada.
	Válvula 3/3 en posición neutra normalmente cerrada.
	Válvula 4/3 en posición neutra normalmente cerrada.
	Válvula 4/3 en posición neutra escape.
	Válvula 4/3 en posición central con circulación.
	Válvula 5/2.
	Válvula 5/3 en posición normalmente cerrada.
	Válvula 5/3 en posición normalmente abierta.
	Válvula 5/3 en posición de escape.

Anexo 3. Dimensiones de los cilindros

En las tablas se indican los diámetros interiores de avance y de retroceso del pistón o sección anular, en otra tabla se indican las carreras normalizadas de los cilindros. Debe advertirse que tales carreras, aunque normalizada, no son posibles en todos los diámetros de cilindros ya que dichas carreras dependerán de las posibilidades de fabricación y de la resistencia de pandeo de los vástagos.

DIMENSIONES DE LOS CILINDROS						
Diámetro del pistón en mm	Diámetros de los vástagos en mm		Sección total en cm ²	Secciones anulares en cm ²		
25	12	—	4,90	3,77	—	
32	18	—	8,04	5,50	—	
40	22	—	12,56	8,76	—	
50	22	28	19,63	15,83	13,48	
63	36	40	31,17	21,00	18,60	
70	40	50	38,48	25,92	18,85	
80	45	56	50,26	34,36	25,63	
100	56	70	78,53	53,90	40,05	
115	70	80	103,86	65,38	53,60	
125	70	90	122,71	84,23	59,10	
140	80	100	153,38	103,6	75,39	
160	90	110	201,06	137,45	106,03	
180	110	125	254,47	159,43	131,75	
200	110	140	314,16	219,13	160,23	
220	140	160	380,13	226,19	179,07	
250	140	160	490,87	336,93	289,81	

CARRERAS DE VÁSTAGOS						
mm						
25	50	75	100	150	200	250
300	400	500	600	800	1.000	1.250
1.500	1.750	2.000	2.250	2.500	2.750	3.000

Anexo 4. Dimensiones de tuberías para sistemas oleohidráulicos

TUBERÍA DE ACERO				
Diámetro exterior mm	Diámetro interior mm	Espesor pared mm	Presión de trabajo bar	Presión de prueba bar
4	2	1	470	790
6	4	1	330	560
8	5	1,5	370	620
8	4	2	470	790
10	8	1	210	360
10	7	1,5	300	510
10	6	6	390	660
12	10	1	180	300
12	9	1,5	260	440

TUBERÍA DE ACERO				
Diámetro exterior mm	Diámetro interior mm	Espesor pared mm	Presión de trabajo bar	Presión de prueba bar
12	7	2,5	400	680
14	10	2	290	490
15	12	1,5	210	360
16	12	2	260	440
16	10	3	370	620
18	15	1,5	180	300
20	16	2	210	360
20	14	3	300	510
22	18	2	190	330
25	20	2,5	210	360
25	19	3	250	420
25	17	4	320	540
28	22	3	220	380
30	24	3	210	360
30	22	4	270	460
30	20	5	330	560
35	29	3	180	310
38	30	4	220	370
38	28	5	270	460
42	36	3	150	260

TUBERÍA DE COBRE				
Diámetro exterior mm	Diámetro interior mm	Espesor pared mm	Presión de trabajo en bar	Presión de rotura en bar
4	2	1	550	2200
5	3	1	350	1400
6	4	1	275	1100
8	6	1	182	730
10	8	1	138	550
12	10	1	110	440
14	12	1	90	360
15	13	1	82	330
16	14	1	78	310
18	16	1	68	270
20	18	1	60	240

TUBERÍA FLEXIBLE SAE 100 R1					
Diámetro interior en mm	Diámetro exterior en mm	Presión de trabajo en bar	Presión de prueba en bar	Presión de estallido en bar	Radio de curvatura mínimo en mm
6	14,1	193	385	770	100
8	15,7	175	350	700	125
10	18,1	158	315	630	125
13	21,5	140	280	560	175
16	24,7	105	210	420	200
19	28,6	88	175	350	240
25	36,6	70	140	280	275
32	44,8	44	88	175	400

TUBERÍA FLEXIBLE SAE 100 R2					
Diámetro interior en mm	Diámetro exterior en mm	Presión de trabajo en bar	Presión de prueba en bar	Presión de estallido en bar	Radio de curvatura mínimo en mm
6	15,7	350	700	1.400	100
8	17,3	298	595	1.190	110
10	19,7	280	560	1.120	125
13	23,1	245	490	980	175
16	26,3	193	385	770	200

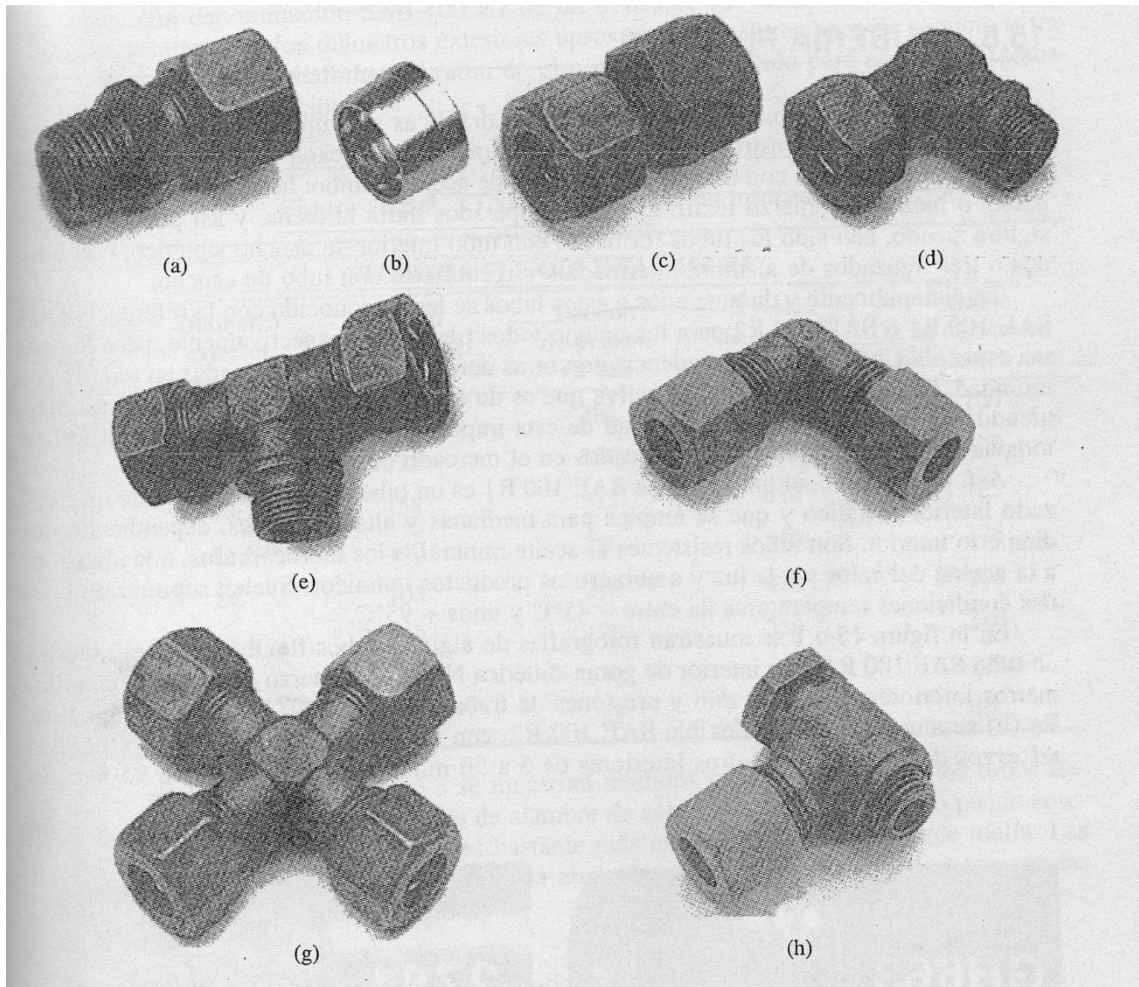
TUBERÍA FLEXIBLE SAE 100 R2					
Diámetro interior en mm	Diámetro exterior en mm	Presión de trabajo en bar	Presión de prueba en bar	Presión de estallido en bar	Radio de curvatura mínimo en mm
19	30,2	158	315	630	240
25	38,9	140	280	560	275
32	49,6	114	228	455	400

MANGUERAS DE UN TRENZADO 1ST Y 1SN						
Todos los tipos	Tipo 1ST	Tipo 1SN	Presiones en bar			Todos los tipos
Diámetro interior en mm	Diámetro exterior aproximado en mm	Diámetro exterior máximo en mm	Máxima de servicio	De prueba	De estallido	Radio de curvatura mínimo en mm
5	12,7	12,5	250	500	1.000	90
6	15,9	14,1	225	450	900	100
8	17,5	15,7	215	430	850	115
10	19,8	18,1	180	360	720	130
12	23,0	21,4	160	320	640	180
16	26,2	24,5	130	260	520	200
19	30,2	28,5	105	210	420	240
25	38,1	36,6	88	175	350	300
31	46,0	44,8	63	125	250	420
38	52,4	52,1	50	100	200	500
51	66,7	65,5	40	80	160	630

MANGUERAS DE DOS TRENZADOS 2ST Y 2SN						
Todos los tipos	Tipo 2ST	Tipo 2SN	Presiones en bar			Todos los tipos
Diámetro interior en mm	Diámetro exterior aproximado en mm	Diámetro exterior máximo en mm	Máxima de servicio	De prueba	De estallido	Radio de curvatura mínimo en mm
5	15,9	14,1	415	830	1.650	90
6	17,5	15,7	400	800	1.600	100
8	19,1	17,3	350	700	1.400	115
10	21,4	19,7	330	660	1.320	130
12	24,6	23,0	275	550	1.100	180
16	27,8	26,2	250	500	1.000	200
19	31,8	30,1	215	430	850	240
25	39,7	38,9	165	325	650	300
31	51,8	49,5	125	250	500	420
38	57,2	55,9	90	180	360	500
51	69,8	68,6	80	160	320	630

Anexo 5. Racores más representativos de tubos

En (a) puede apreciarse un racor recto, en (b) un anillo de cierre de los que montan sobre el extremo del tubo, en (c) se muestra una unión simple hembra, en (d) un racor en escuadra macho, en (e) una unión en T macho, en (f) una unión en codo, para la unión de dos tubos, en (g) una cruz para el montaje de cuatro tubos y en (h) un racor orientable.

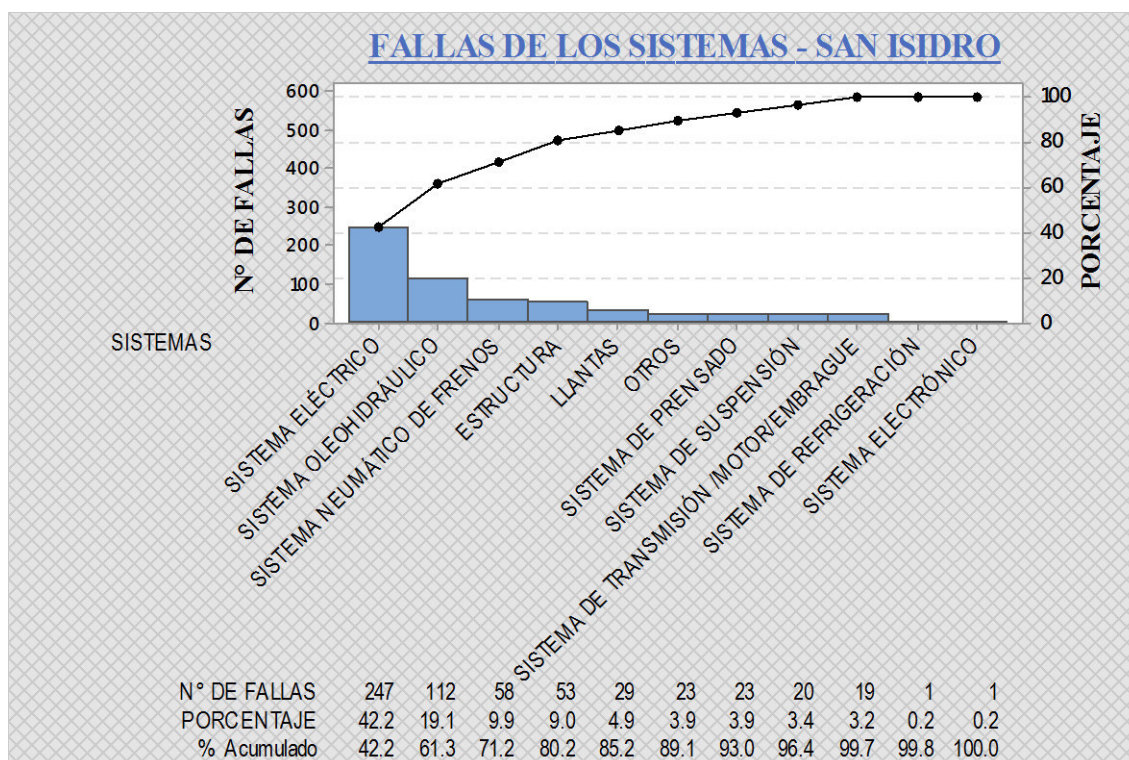


Anexo 6. Recurrencias de fallas y disponibilidad de la MSI Y MMI

En esta tabla se puede ver el número de recurrencias de fallas por cada sistema de todos los camiones compactadores 17250E destinados al servicio de recolección de residuos sólidos de la Municipalidad de San Isidro.

SAN ISIDRO(ENERO-OCTUBRE)2014	
SISTEMAS	N° DE FALLAS
SISTEMA ELÉCTRICO	247
SISTEMA OLEOHIDRÁULICO	112
SISTEMA NEUMÁTICO DE FRENOS	58
ESTRUCTURA	53
LLANTAS	29
OTROS	23
SISTEMA DE PRENSADO	23
SISTEMA DE SUSPENSIÓN	20
SISTEMA DE TRANSMISIÓN /MOTOR/EMBRAGUE	19
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	1
SISTEMA ELECTRÓNICO	1
TOTAL	586

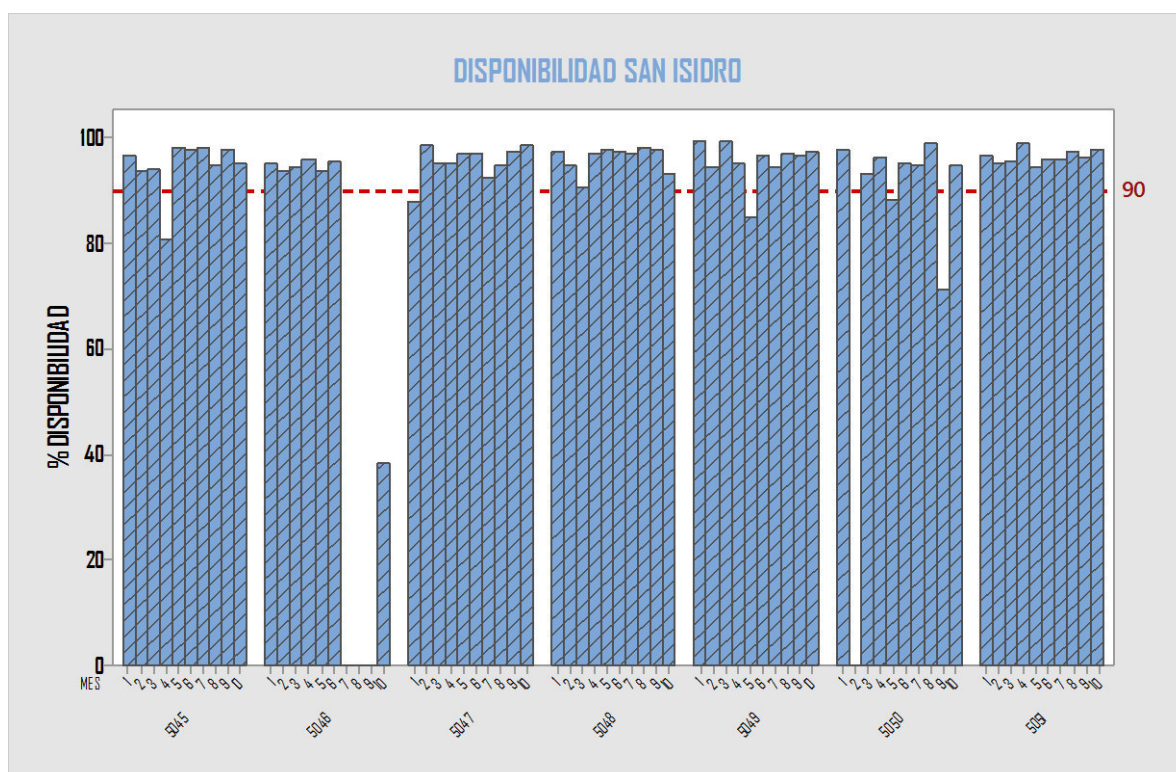
En mayor detalle según el diagrama de Pareto, uno de los sistemas causantes del 80% de las consecuencias de las máquinas derivadas a Municipalidad de San Isidro es el oleohidráulico, como lo indica en la siguiente gráfica.



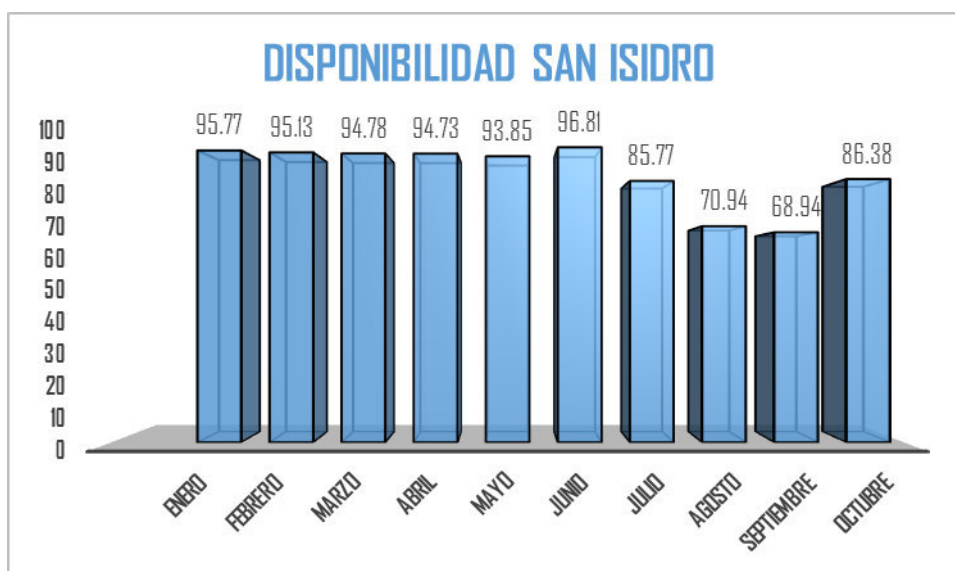
Aquí también se puede apreciar que la disponibilidad en algunos casos es realmente baja, no cumpliendo así con el *benchmarking* del 90 % para los camiones compactadores correspondientes a la Municipalidad de San Isidro.

SAN ISIDRO (ENERO-OCTUBRE) 2014										
DISPONIBILIDAD	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre
SAN ISIDRO 5045	96.65%	93.82%	94.12%	80.89%	98.36%	98.08%	98.15%	94.75%	97.88%	95.25%
SAN ISIDRO 5046	95.10%	93.88%	94.49%	96.05%	93.89%	95.61%	0.00%	0.00%	0.00%	38.27%
SAN ISIDRO 5047	87.92%	98.79%	95.35%	95.43%	97.07%	97.18%	92.78%	95.04%	97.40%	98.55%
SAN ISIDRO 5048	97.40%	94.74%	90.55%	97.33%	98.05%	97.44%	97.31%	98.17%	97.88%	93.30%
SAN ISIDRO 5049	99.53%	94.53%	99.29%	95.42%	85.16%	96.96%	94.66%	97.17%	96.63%	97.66%
SAN ISIDRO 5050	95.74%	0.00%	93.22%	96.51%	88.39%	95.31%	94.97%	98.90%	71.39%	94.96%
SAN ISIDRO 5051	96.85%	95.14%	95.70%	99.10%	94.65%	95.95%	95.94%	97.41%	96.53%	97.81%
UNIDADES SAN ISIDRO	95.77%	95.13%	94.78%	94.73%	93.85%	96.81%	85.77%	70.94%	68.94%	86.38%

A continuación, se representa la disponibilidad por cada unidad y en cada mes, teniendo como línea de referencia (Línea punteada roja) el *benchmarking* destinado a este servicio de la MSI.



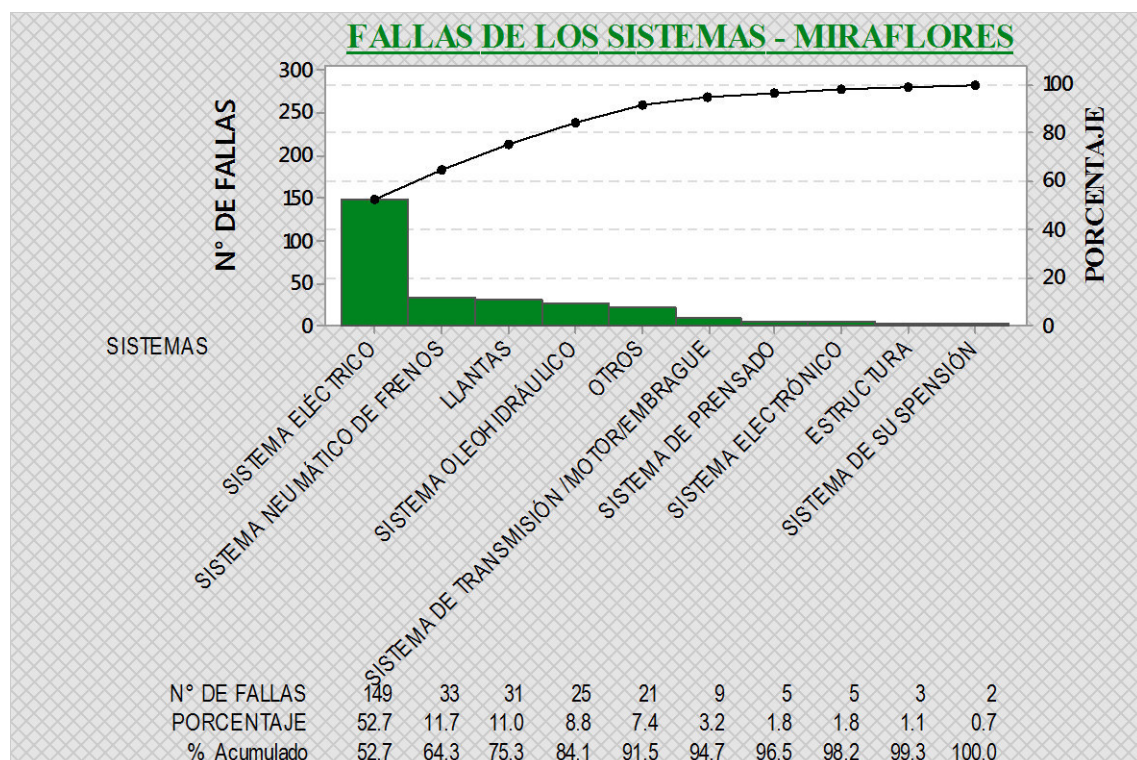
En resumen de la gráfica anterior, se muestra este gráfico donde está el consolidado de todas las unidades por cada mes, todas referente al año 2014 ya que esto fue un análisis previo para realización del estudio de este proyecto.



En la siguiente tabla se da a conocer las recurrencias de fallas por cada sistema de todos los camiones compactadores 17250E destinados al servicio de recolección de residuos sólidos de la Municipalidad de Miraflores resaltando la del sistema oleohidráulico.

MIRAFLORES(ENERO-OCTUBRE)2014	
SISTEMAS	N° DE FALLAS
SISTEMA ELÉCTRICO	149
SISTEMA NEUMÁTICO DE FRENOS	33
LLANTAS	31
SISTEMA OLEOHIDRÁULICO	25
OTROS	21
SISTEMA DE TRANSMISIÓN /MOTOR/EMBRAGUE	9
SISTEMA DE PRENSADO	5
SISTEMA ELECTRÓNICO	5
ESTRUCTURA	3
SISTEMA DE SUSPENSIÓN	2
TOTAL	283

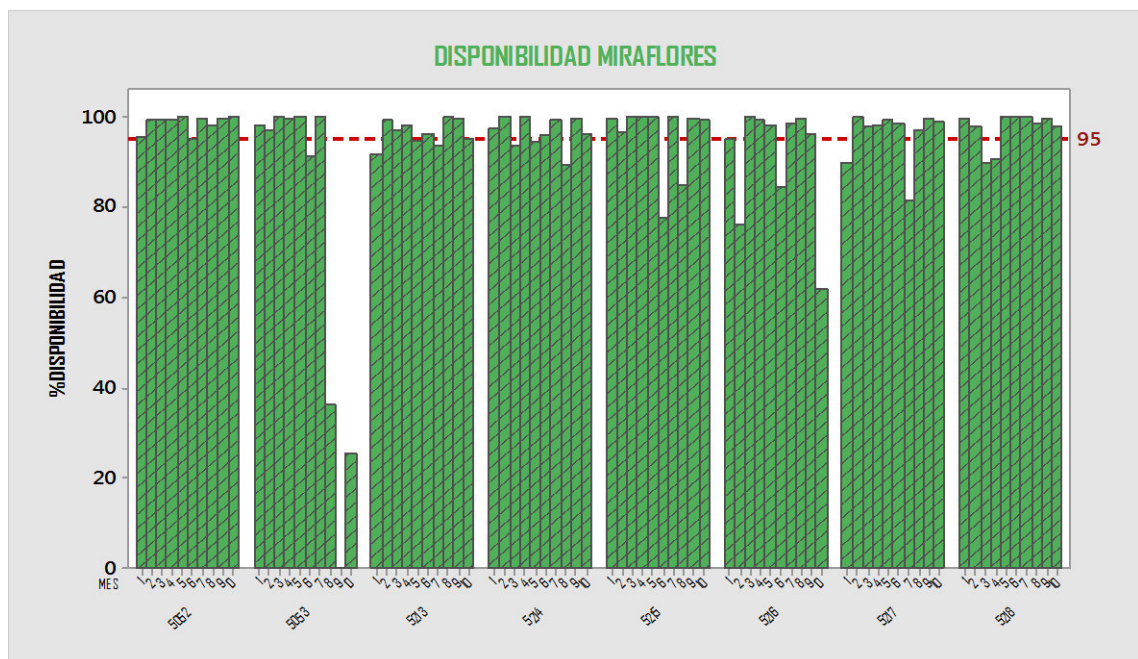
Para las máquinas derivadas a Municipalidad de Miraflores según los datos y análisis del diagrama de Pareto, uno de los sistemas causantes del 80% de las consecuencias también es el oleohidráulico, como lo indica en la gráfica.



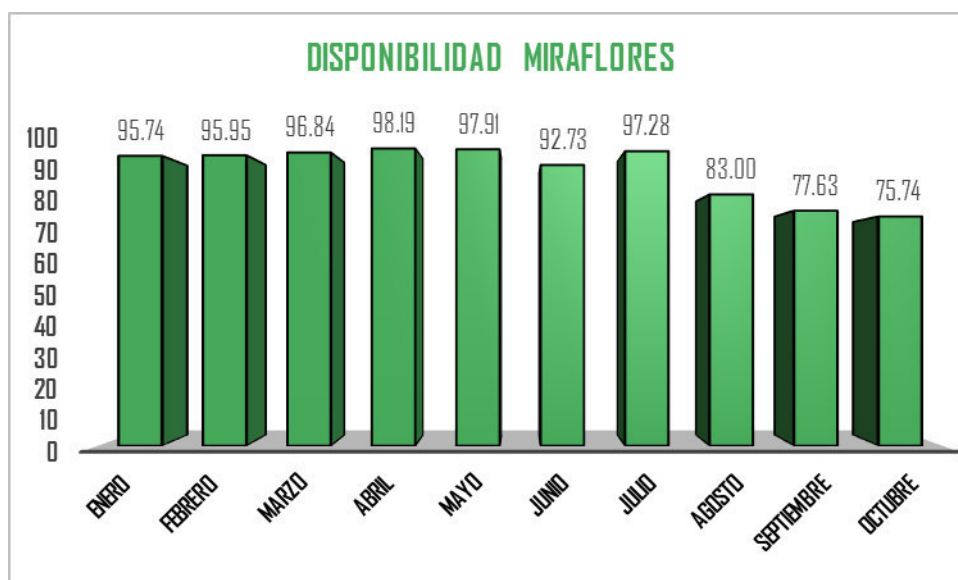
Se puede apreciar a continuación que la disponibilidad en algunos casos es realmente baja, no cumpliendo así con el *benchmarking* del 95% para los camiones compactadores correspondientes a la Municipalidad de Miraflores.

MIRAFLORES (ENERO-OCTUBRE) 2014										
DISPONIBILIDAD	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre
MIRAFLORES 5052	95.48%	99.21%	99.27%	99.22%	100.00%	95.10%	99.64%	97.92%	99.70%	100.00%
MIRAFLORES 5053	98.14%	96.86%	99.94%	99.50%	99.88%	91.16%	100.00%	36.32%	0.00%	25.38%
MIRAFLORES 5213	91.66%	99.25%	96.86%	98.04%	94.63%	96.13%	93.37%	100.00%	99.70%	94.90%
MIRAFLORES 5214	97.45%	99.77%	93.38%	99.93%	94.20%	95.77%	99.08%	89.40%	99.73%	96.07%
MIRAFLORES 5215	99.52%	96.45%	99.86%	99.82%	99.93%	77.72%	99.90%	84.67%	99.75%	99.09%
MIRAFLORES 5216	95.14%	76.15%	99.88%	99.04%	98.03%	84.46%	98.42%	99.39%	96.08%	61.86%
MIRAFLORES 5217	89.81%	99.85%	97.60%	98.04%	99.37%	98.33%	81.32%	97.02%	99.53%	98.67%
MIRAFLORES 5218	99.66%	97.83%	89.86%	90.63%	99.85%	100.00%	100.00%	98.58%	99.64%	97.69%
UNIDADES MIRAFLORES	95.74%	95.95%	96.84%	98.19%	97.91%	92.73%	97.28%	83.00%	77.63%	75.74%

A continuación se representa la disponibilidad por cada unidad y en cada mes, teniendo como línea de referencia (Línea punteada roja) el *benchmarking* destinado a este servicio de la MMI.



En resumen de la gráfica anterior, se muestra este gráfico donde está el consolidado de todas las unidades por cada mes, todas referente al año 2014, enfocándonos que en los meses donde se ve unas bajas disponibilidades son agosto, septiembre y octubre.



BIBLIOGRAFÍA

1. Barranco, Marc (1998). *Oleohidráulica básica y diseño de circuitos*. 1ª ed. España: Ediciones UPC.
2. Cengel, Y. ,y Cimbala, J. (2006). *Mecánica de fluidos- Fundamento y aplicaciones*. (Trad. V. Campos). México: McGrawHill.
3. Facchini (2009). *Colector compactador de residuos sólidos*. Brasil: Facchini-Heil.
4. Freitag, R. , Lang, R. , Oppolzer, J. ,Schwab, P. y Sumpf, E. *Fundamentos y componentes de la oleohidráulica*. (Trad. R. Parisi). España.
5. Fluidos hidráulicos. Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/17883476/Aceites-Hidraulicos-Shell>
6. Manual del estudiante de hidráulica. Disponible en: <http://www.ceduc.cl/aula/lebu/materiales/IC/IC-410/MANUAL%20DEL%20ESTUDIANTE%20HIDRAULICO.pdf>
7. Mott, Robert (2006). *Mecánica de fluidos aplicada*.(Trad. J. Brito). México: Pearson educación de México.
8. Moubray, John (2004). *Mantenimiento centrado en confiabilidad*. (Trad. E. Sueiro y Asociados). España: Aladon LLC (Original en inglés, 1997).

9. Munson, B. ,Young, D. y Okiishi, T. (2000). *Fundamentos de mecánica de fluidos*. (Trad. H. Villagómez). México: Limusa.
10. Neumática e hidráulica. Disponible en:
<http://www.sapiensman.com/neumatica/mapadelsitio.htm>
11. Rico, S. y Hadechini, A. (2008). *Sistema hidráulico de tipo modular aplicado a un circuito regenerativo-Diseño y construcción*. Trabajo de grado, Ingeniería Mecánica, Universidad industrial de Santander, Bucaramanga.
12. Serrano, Nicolás (2002). *Oleohidráulica*. España: McGrawHill.
13. Tecsup(2014), *Manual de Oleohidráulica*.Perú.
14. Vickers (1993). *Manual de oleohidráulica industrial*. (Trad. M. Villaronga). España: Blume.
15. Volkswagen (2000). *Manual de Servicios- Sistema de frenos de 13 a 40 toneladas*. Brasil: Volskwagen do Brasil.
16. Volkswagen (2003). *Instrucciones de Operación- Camiones de 17 a 23 toneladas*. 2ª ed. Brasil: Volskwagen do Brasil.